



KOMTECH 2020

**INNOWACYJNE TECHNIKI
I TECHNOLOGIE DLA GÓRNICCTWA**
BEZPIECZEŃSTWO - EFEKTYWNOŚĆ - NIEZAWODNOŚĆ

Instytut Techniki Górniczej





Praca zbiorowa

**INNOWACYJNE TECHNIKI I TECHNOLOGIE
DLA GÓRNICICTWA
BEZPIECZEŃSTWO – EFEKTYWNOŚĆ – NIEZAWODNOŚĆ
KOMTECH 2020**





Redakcja naukowa:

dr hab. inż. Dariusz Prostański, prof. ITG KOMAG
dr inż. Bartosz Polnik

Recenzenci:

dr inż. Dariusz Jasiulek
dr inż. Marcin Krauze
prof. dr hab. inż. Aleksander Lutyński
dr inż. Krzysztof Mazurek
dr inż. Andrzej Niedworok
dr inż. Krzysztof Nieśpiałowski
dr inż. Łukasz Orzech
dr inż. Arkadiusz Pawlikowski
dr inż. Bartosz Polnik
prof. dr inż. Antoni Skoć
dr inż. Krzysztof Stankiewicz
dr inż. Kamil Szewerda
dr hab. inż. Stanisław Szweda, prof. ITG KOMAG
dr inż. Marek Szyguła
prof. dr hab. inż. Stanisław Ścieszka
dr inż. Jarosław Tokarczyk
dr hab. inż. Stanisław Trenzeczek, prof. ITG KOMAG
prof. dr hab. inż. Andrzej Tytko
dr hab. inż. Andrzej Norbert Wieczorek, prof. PŚ

Redaktorzy techniczni:

mgr inż. Marzena Pabian-Macina
mgr inż. Bogna Kolasińska

Wydawca:

Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

Copyright by Instytut Techniki Górniczej KOMAG



WPROWADZENIE

Szanowni Państwo,

W niniejszej monografii z cyklu KOMTECH mamy przyjemność zaprezentować najnowsze prace naukowo-badawcze oraz wdrożeniowe dotyczące technologii, procesów i technik górniczych. Staraniem autorów niniejszej monografii było przedstawienie nie tylko różnorodności zagadnień związanych z górnictwem węgla kamiennego, ale również z górnictwem odkrywkowym i solnym.

Tematem pierwszego rozdziału są zagadnienia cyfrowego sterowania falownikami silników elektrycznych w maszynach górnictwa odkrywkowego, problemów wymiany techniki analogowej na cyfrową i związanych z tym korzyści. Rozdział prezentuje przykłady rzeczywistych aplikacji z opisem sytuacyjnym nastaw napędów i skutki braku ich weryfikacji.

Zasadnicza część monografii dotyczy technik wydobywczych, szczególnie węgla kamiennego. Jednym z najistotniejszych zagadnień jest ocena trwałości sekcji obudowy zmechanizowanej, która użytkowana wiele lat musi spełniać bardzo wysokie wymagania bezpieczeństwa i niezawodności działania. Likwidacja ścian węglowych wymaga sprawnej wybudowy sekcji zmechanizowanej, która jest obecnie wspomagana dedykowanymi urządzeniami mechanicznymi poprawiającymi bezpieczeństwo i skracającymi czas wybudowy sekcji. Innym zagadnieniem przy eksploatacji ścian węglowych jest zdolność odróżniania węgla od skały płonnej. Służą temu nowoczesne metody badawcze, które w najbliższej przyszłości mogą znaleźć zastosowanie w maszynach urabiających. W kolejnym rozdziale przedstawiono implementację rozwiązań sekcji obudów zmechanizowanych jako obudowy tymczasowej do zastosowań w drążonych chodnikach korytarzowych lub wąskich przodkach eksploatacyjnych.

W jednym z rozdziałów przeprowadzono analizę wytrzymałościową kół cykloidalnych przekładni gerotorowej jako elementu przeniesienia napędu. Rozwiązanie, dzięki takiemu podejściu, może przenieść większe obciążenia robocze niż podobne wielkością rozwiązania.

Przedmiotem kolejnego rozdziału jest analiza mechanizmu zniszczeń kół zębatach w napędach maszyn roboczych oraz koncepcja specjalnego induktora do stosowania w ich diagnostyce magnetyczno-proszkowej. Innym omawianym zagadnieniem są aspekty metrologiczne procesów pomiarowych wybranych elementów instalacji dźwigowej w szybie górniczym oraz oddziaływania ramy kabiny dźwigu na stan naprężeń w wybranych elementach zbrojenia.

W następnym rozdziale omówiono istotne zagadnienie zastosowania elektrycznych urządzeń prostych w obwodach iskrobezpiecznych. Zamieszczono tam wytyczne do projektowania i zasady bezpieczeństwa, które wypracowano w wieloletniej praktyce jednostki certyfikującej wyroby.

Tematem kolejnego rozdziału jest optymalizacja układu hydraulicznego urządzenia do brykietowania jako efekt zagospodarowania odpadów powstałych w przetwórstwie drzewnym. Przedstawiono analizę istniejącej brykietarki, analizę statyczną napędu oraz opracowane modele matematyczny i symulacyjny.

W ostatnim rozdziale monografii opisano sposób poprawy infrastruktury kopalnianej poprzez zmechanizowanie wykonywania kanałów ściekowych za pomocą urządzenia frezującego zabudowanego na podwoziu gąsienicowym.

Za opracowaną monografię składamy podziękowania autorom poszczególnych rozdziałów, recenzentom za wnikliwą ocenę i korektę treści oraz zespołowi redakcyjnemu za dopilnowanie jakości wydawniczej niniejszej monografii.

dr hab. inż. Dariusz Prostański
dr inż. Bartosz Polnik
Redaktorzy naukowcy monografii

Gliwice, listopad 2020 r.



SPIS TREŚCI

Wymiana systemów sterowania wraz z implementacją cyfrowej falownikowej techniki napędowej w maszynach górnictwa odkrywkowego	6
Tymczasowe obudowy zmechanizowane w drażeniu wyrobisk korytarzowych	23
System do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej z szeregu i wytransportowania jej z wyrobiska w procesie likwidacji ściany wydobywczej	34
Analiza wytrzymałościowa zespołu kół cykloidalnych z nową koncepcją przeniesienia napędu.....	45
Mechanizmy zniszczeń kół zębatych w napędach maszyn roboczych i ich diagnostyka w warunkach eksploatacyjnych.....	59
Zużycie elementów sekcji obudowy zmechanizowanej o długim okresie użytkowania w aspekcie oceny jej stanu technicznego	71
Przegląd metod rozpoznawania granic węgla i skał w celu automatyzacji pracy kombajnu ścianowego.....	83
Aspekty metrologiczne procesów pomiarowych wybranych elementów instalacji dźwigowej zaimplementowanej w szybie górniczym	93
Zasady stosowania elektrycznych urządzeń prostych w obwodach iskrobezpiecznych	111
Optymalizacja układu hydraulicznego prasy do brykietów	120
Koncepcja urządzenia do wykonania kanału ściekowego w chodnikowym wyrobisku górniczym	134
Indeks autorów.....	146



Wymiana systemów sterowania wraz z implementacją cyfrowej falownikowej techniki napędowej w maszynach górnictwa odkrywkowego

Mariusz Jabłoński - Politechnika Łódzka

Piotr Borkowski - Politechnika Łódzka

Streszczenie: Rozdział omawia najważniejsze kwestie dotyczące implementacji rozwiązań w zakresie cyfrowych algorytmów sterowania techniką napędową w maszynach górnictwa odkrywkowego. Na bazie zebranych doświadczeń, poruszone zostaną kwestie związane z problemami, jakie pojawiają się przy wymianie rozwiązań techniki analogowej na technikę cyfrową bez stosownej wiedzy oraz weryfikacji modelowej i obliczeniowej do nowo zastosowanych technologii. Rozdział prezentuje rzeczywiste sytuacje, kiedy nastawy, a szczególnie dobór nastaw napędów, sposób oraz szybkość sterowania w aplikacji nie został zweryfikowany obliczeniowo żadną z dowolnych metod inżynierskich lub symulacyjnych. Omówione zagadnienia dotyczą problemów uruchamiania modernizowanych maszyn odkrywkowych w zakresie napędów prądu przemiennego z przemiennikami częstotliwości i falownikami napięcia, zbudowanymi w oparciu o tranzystory IGBT sterujące silnikami indukcyjnymi. Systemy te wykorzystują różne algorytmy sterowania silnikami (skalarne i wektorowe) i mogą pracować indywidualnie (falownik steruje pracą silnika np. napędami jazdy) lub grupowymi (falownik steruje kilkoma silnikami np. napęd obrotu). Z kolei algorytmy sterowania implementują cyfrowe struktury układów sterowania z regulatorami PID, których dobór nastaw jest jednym z najważniejszych zagadnień w działaniu całej maszyny. Ich nieprawidłowe ustawienia mogą skutkować drganiami podczas pracy maszyny, co może prowadzić do zagrożeń i uszkodzeń. Z uwagi na pracę maszyn górniczych w terenie otwartym, w różnych warunkach atmosferycznych, rzeczywiste parametry silników odbiegają od skoncentrowanych parametrów zidentyfikowanych podczas rozruchu. Następnie pojawiają się problemy z odwzorowaniem modelu silnika w algorytmie sterowania. Ponadto maszyny i ich konstrukcje pracują w zmiennych stanach dynamicznych, podczas elektromagnetycznych procesów ruchowych i stanów nieustalonych, które wynikają ze zmieniającego się cyklu pracy związanego m.in. z podłożem i sposobem pracy narzuconym przez operatora. Przyczyny te niekorzystnie wpływają na działanie, stabilność, zachowanie i dynamikę układu maszyny, który często generuje drgania podczas pracy maszyny i może skutkować pękaniem konstrukcji oraz wieloma niepotrzebnymi przestojami związanymi z awariami lub uszkodzeniami mechanicznymi.

Słowa kluczowe: silnik indukcyjny, falownik, algorytm sterowania, modernizacja, maszyna górnictwa odkrywkowego

Replacement of control systems due to the implementation of digital inverter drive technology in opencast mining machines

Abstract: The chapter discusses the most important issues related to the implementation of solutions in the field of digital algorithms for controlling drive technology in opencast mining machines. On the basis of the practical experiences, issues related to the problems happened when replacing the solutions of analog technology with digital technology without appropriate knowledge, modeling, simulation and computational verification for newly applied technologies will be discussed. The chapter presents real situations when the settings, especially the selection of drive settings, the method and speed of control in the application, have not been computationally verified by any of the engineering or simulation methods. The discussed issues concern the problems of starting modernized opencast machines in the field of AC drives with frequency converters and voltage inverters, built on the basis of IGBT transistors controlling induction motors. These systems use various motor control algorithms (scalar and vector) and can work individually (the inverter controls the operation of the motor, e.g. main drives) or in groups (the inverter controls several motors, e.g. a rotation drive). In turn, the control algorithms implement digital structures of control systems with PID controllers, the selection of which is one of the most important issues in the operation of the entire machine. Incorrect settings could have results in vibrations during machine operation, which can lead to hazards and damages. Due to the operation of mining machines in the open area, in various weather conditions, the actual parameters of the induction motors are different from the equivalent model parameters identified during start-up. From this reason there are many problems with properly mapping the motor model parameters in the selected control algorithm. In addition, machines and their constructions work in variable dynamic states, during electromagnetic motion processes and transients, which result from the changing work cycle related to the ground and the working method imposed by the operator. These causes have adversely affect for the operation, stability, behavior and dynamic states of the machine system, which often generates vibrations

during machine operation and can result cracking of the structure and many unnecessary downtimes related to breakdowns or mechanical damages.

Keywords: induction motor, inverter, control algorithm, modernization, opencast mining machine

1. Wprowadzenie do systemów sterowania maszyn górnictwa odkrywkowego

Obecne standardy automatyki stosowane w maszynach górnictwa odkrywkowego, to klasyczne sterowniki PLC, realizujące sterowanie napędem poprzez sieci komunikacyjne wraz ze zintegrowanym bezpieczeństwem do sterowania maszyn. Współczesna technika napędowa stosowana w górnictwie odkrywkowym, to głównie napędy prądu przemiennego z przemiennikami oraz falownikami napięciowymi budowanymi w oparciu o układy z tranzystorami IGBT sterujące silnikami indukcyjnymi, często opisywanymi parametrami profilowanymi w celu aplikacji napędów elektrycznych. Systemy te wykorzystują różne algorytmy sterowania silnikami (skalarne i wektorowe) oraz mogą pracować indywidualnie (falownik steruje pracą silnika, np. napędy jazdy) lub grupowo (falownik steruje kilkoma silnikami np. napędy obrotu). Z kolei, w algorytmach sterowania implementuje się cyfrowe struktury układów regulacji z regulatorami PID, których dobór jest jednym z najistotniejszych kwestii w pracy całej maszyny. Ich niepoprawne nastawy mogą skutkować drganiami w pracy maszyny, co może doprowadzać do zagrożeń i uszkodzeń (rys. 1).

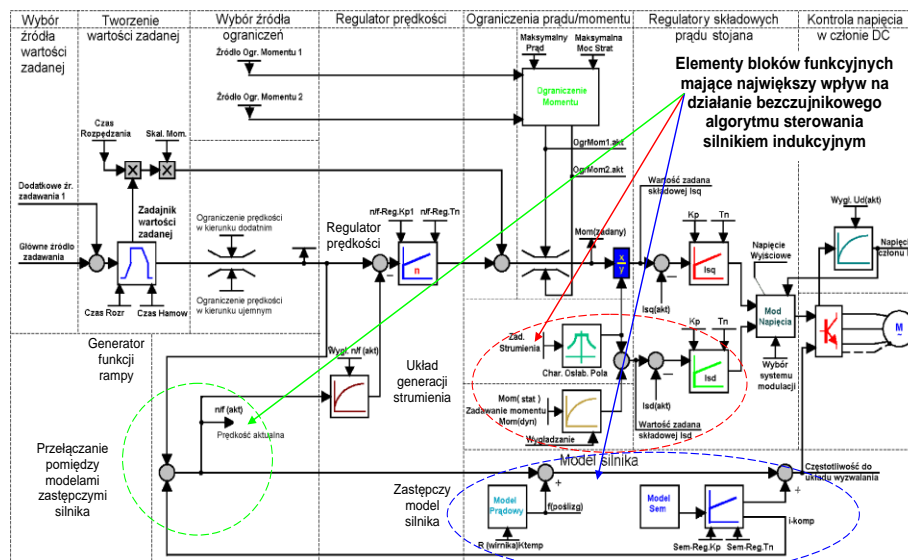


Rys. 1. Badania przenośnika samojezdnego PGOT - praca przenośnika odbierającego – jazda w kierunku od skarpy do koparki, warunki atmosferyczne: zima, mroź temperatura -18°C .
[opracowanie własne na podstawie [1]]

Z uwagi na pracę maszyn górniczych w terenie otwartym, w różnych warunkach pogodowych, rzeczywiste parametry silników będą odbiegały od parametrów zidentyfikowanych podczas ich uruchomienia i pojawi się problem z odwzorowaniem modelu silnika w algorytmie regulacji [2]. Dodatkowo maszyny i ich konstrukcje pracują w stanach dynamicznych, podczas procesów ruchowych, które wynikają ze zmieniającego się cyklu pracy, zmian podłoża czy trybu pracy narzuconego przez operatora. Wymienione powyżej powody mogą wpływać niekorzystnie na pracę, stabilność, zachowanie się i dynamikę układu, co może objawiać się drganiami w trakcie pracy maszyny i skutkować wieloma niepotrzebnymi awariami oraz uszkodzeniami mechanicznymi konstrukcji - rysunek 1 [3, 4]. W kolejnych punktach omówione zostaną kwestie dotyczące zagadnień newralgicznych oraz zjawiska niekorzystne, zarejestrowane w trakcie badań, rozruchów i rutynowych uruchomień wraz z komentarzami i zaleceniami w odniesieniu do wniosków eksploatacyjnych opublikowanych przez specjalistów z dziedziny napędów górnictwa odkrywkowego w literaturze branżowej [5, 6].

2. Badania algorytmów sterowania napędami maszyn górniczych

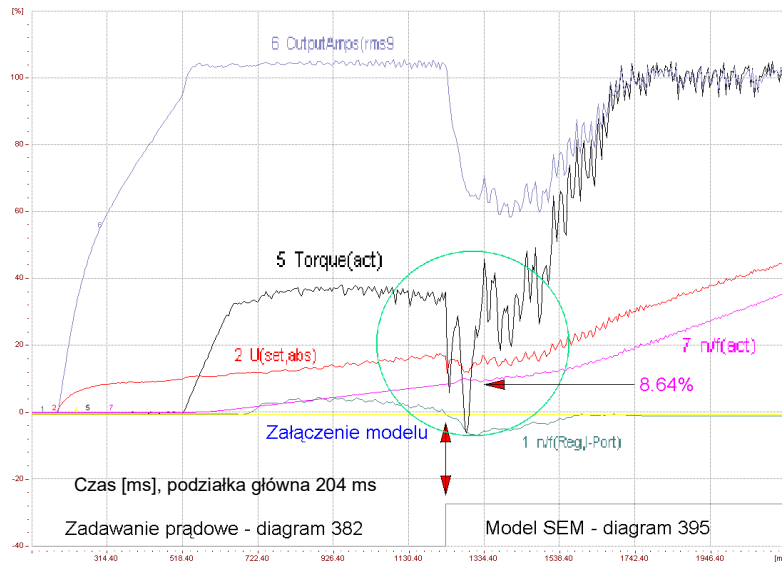
W maszynach górnictwa odkrywkowego, napędy z silnikami indukcyjnymi o regulowanej prędkości obrotowej, często współpracują z przemiennikami sterowanymi wektorowo w układzie z prędkościowym sprzężeniem zwrotnym lub bez sprzężenia. Z uwagi na specyfikę i reżim pracy (uszkodzenia enkoderów mierzących prędkość obrotową silników), jako bazowy należy przyjąć model algorytmu sterowania wektorowego w układzie bez sprzężenia zwrotnego. Prędkość wirnika silnika nie jest w takim przypadku mierzona a wyłącznie wyliczana (estymowana) na bazie pomiaru prądów fazowych stojana oraz wyznaczenia kąta obciążenia. Silnik wówczas pracuje w układzie bez czujnikowym (brak czujnika prędkości) – rysunek 2. W takim układzie, z uwagi na zasadę działania algorytmu, będą występowały problemy z pracą napędu w zakresie niskich prędkości obrotowych, co w przypadku maszyn górniczych jest znaczącym utrudnieniem. Z uwagi na specyfikę budowy maszyny (szafy sterownicze, napędy, silniki są instalowane na jednej wspólnej platformie), fabryczne procedury auto-strojenia nastaw często nie mogą mieć zastosowania, a z uwagi na zmiany temperatury, pojawia się również problem poprawnego odwzorowania zastępczego modelu silnika w wybranym algorytmie sterowania – np. układy jezdne, dźwignice, maszyny ze sprzężeniem mechanicznym, napędy obrotu.



Rys. 2. Wektorowa regulacja prędkości (częstotliwości) w układzie bez czujnikowym (brak czujnika prędkości) – realizacja praktyczna w postaci diagramu funkcyjnego przmiennika SIMOVERT VC firmy Siemens [opracowanie własne na podstawie [7]]

Na rysunku 2 wyraźnie zaznaczono elementy bloków funkcyjnych, które w stanach dynamicznych procesów przejściowych (rozruchy, zmiana obciążenia) odgrywają wiodącą rolę w pracy bez czujnikowego algorytmu wektorowego sterowania falownikiem w napędzie komercyjnym stosowanym w górnictwie odkrywkowym. Elementami tymi są: regulator prędkości, człon generacji strumienia silnika, człon generacji składowych prądu stojana I_s silnika: I_{sd} – odpowiada za „wzbudzenie” i ustalenie pola elektromagnetycznego w maszynie oraz I_{sq} – odpowiada za moment silnika, zastępcze modele silnika indukcyjnego zaimplementowane w algorytmie sterowania (przełączane histerezowo - model siły elektromotorycznej oraz model prądowy), układ do szybkiej generacji momentu oraz generator funkcji rampy (RFG). Elementy posiadają strukturę bloków funkcyjnych z parametrami nastawczymi, które razem tworzą algorytm sterowania (działania) napędu. Dotyczą one regulacji i są ściśle związane z elektromagnetycznymi procesami przejściowymi, jakie zachodzą każdorazowo w napędzie silnik - falownik w trakcie uruchamiania maszyny. Weryfikacji nastaw można dokonać np. za pomocą korekty nastaw parametrów prowadzących do zmniejszenia czasu generacji składowej biernej I_{sd} prądu stojana.

Dodatkowo, przy wykorzystywaniu algorytmów wektorowych, w sytuacjach, gdy zależy nam na minimalizacji czasu opóźnienia podczas rozruchu, w sterowaniu należy wykorzystywać niezależnie obie składowe prądu stojana I_{sd} oraz I_{sq} . Na podstawie pomiarów wykonanych w laboratorium oraz w trakcie rozruchu dźwigni sterowanej z falownika z silnikiem indukcyjnym, można zauważyć, że proces ustalania się stanu elektromagnetycznego silnika o mocy $P_N = 1,5$ kW trwa około $\Delta t_w = 0,1$ s. Natomiast silnika dźwigni o mocy o mocy $P_N = 37$ kW ten czas wyniesie około $\Delta t_w = 0,9$ s. Jest to czas Δt_w liczony od chwili podania sygnału „start” do chwili pojawienia się prędkości wału $n > 0$ (rys. 3).



Rys. 3. Rozruch silnika Sg90L4 w układzie bez czujnikowego algorytmu sterowania częstotliwością z uwzględnieniem zakresu układu zadawania prądu i model SEM [opracowanie własne na podstawie [2]]

W pierwszej chwili rozruchu, po podaniu sygnału „start”, pojawia się jedynie składowa bierna I_{sd} prądu stojana. Składowa czynna I_{sq} prądu stojana pojawia się w chwili, gdy wartość składowej I_{sd} zaczyna się ustalać na poziomie wynikającym z wartości prądu magnesującego (nastawa automatyczna lub wprowadzona w trakcie parametryzacji). W pierwszych chwilach, na zaciski silnika jest podawane bardzo małe napięcie, które wywołanym przepływem prądu wzbudza odpowiedni strumień. Dopiero w chwili, gdy strumień jest już ustalony następuje generacja momentu, który jest iloczynem wektorowym obu składowych. Regulacja momentu odbywa się przez zmianę składowej I_{sq} prądu stojana, do której mamy bezpośredni dostęp. Przebieg wypadkowego prądu stojana jest związany z przebiegami obu składowych, a jego wartość skuteczna wynosi: $I_s = \sqrt{I_{sd}^2 + I_{sq}^2}$. Prąd I_s jest porównywany ze stałą wartością parametru określającego prąd maksymalny silnika (nastawa parametru w falowniku) i musi spełniać warunek: $I_s \leq I_{smax}$ (nastawa parametru w falowniku). W efekcie, gdy prąd stojana jest mniejszy od dopuszczalnego, to różnica: $I_{smax} - I_s > 0$ i użyty element ogranicznika nie przepuszcza sygnału, a układ ograniczenia prądowego nie reaguje. Przedstawiony sposób opisu zamienia silnik indukcyjny w maszynę bardzo podobną do silnika prądu stałego, w którym prąd I_{mr} (wornika) odpowiada za generację strumienia głównego silnika DC a składowa prądu stojana I_{sq} reprezentuje prąd twornika [8]. W takim przypadku schemat blokowy maszyny asynchronicznej zasilanej przez przemiennik z regulacją prądu stojana, buduje się na podstawie układu równań wektorowych zapisanych w układzie współrzędnych d i q wirujących

z prędkością synchroniczną ω_s współbieżnie z wektorem strumienia Ψ_r . Ponieważ zwykle obliczenia są prowadzone na podstawie fazowych wielkości elektrycznych i parametrów schematu zastępczego silnika, to w przypadku maszyny trójfazowej otrzymuje się następujący wzór na moment elektromagnetyczny [9]:

$$M_e = \frac{3}{2} p \frac{L_m}{L_r} [\operatorname{Re}(j \Psi_s I_s^*)] \quad (1)$$

gdzie:

- Ψ_s, I_s – wektory strumienia skojarzonego i prądu sprzężonego stojana (fazowe),
- M_e – moment elektromagnetyczny,
- p – liczba par biegunów,
- L_m – indukcyjność główna,
- L_r – indukcyjność wirnika.

W warunkach ustalonych (rys. 3) składowa prądu stojana I_{sd} jest stała. Również prąd magnesujący I_{mr} reprezentujący strumień wirnika i składowa prądu stojana I_{sq} , które stanowią o momencie silnika mają wartości stałe. Związek pomiędzy składowymi prądu stojana I_{sd} oraz I_{mr} jest następujący [10]:

$$I_{sd} = I_{mr} + T_r \frac{dI_{mr}}{dt} \quad (2)$$

gdzie:

T_r - stała czasowa obwodu wirnika $T_r = \frac{L_r}{R_r}$.

Wówczas zależność pomiędzy wielkościami wyjściowymi przemiennika: amplitudą prądu I_s oraz częstotliwością napięcia stojana f_s a polowo-zorientowanymi składowymi prądu stojana I_{sd} i I_{sq} , nie ma bezpośredniego zapisu matematycznego. Natomiast częstotliwość poślizgu wirnika f_r , jako wielkość nastawcza, nie występuje w bezpośrednim zapisie matematycznym w odniesieniu do tego przypadku. Pulsacja poślizgu silnika ω_r może być natomiast obliczona przy uwzględnieniu składowych d i q prądu stojana według następującego równania [10]:

$$\omega_r = \frac{i_{sq}(t) \cdot L_m}{T_r \cdot \Psi_{rd}(t)} \quad (3)$$

gdzie:

- ω_r – pulsacja poślizgu silnika,
- L_m – indukcyjność magnesująca,
- L_r – indukcyjność rozproszenia,
- T_r – stała czasowa obwodu wirnika.

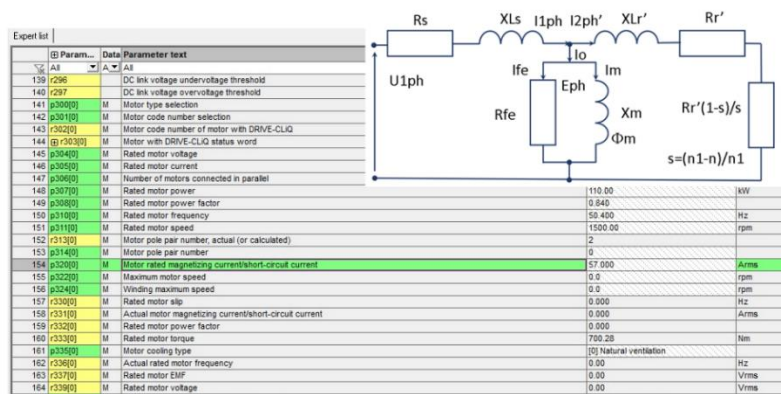
Relacje występujące pomiędzy wielkościami wyjściowymi przemiennika częstotliwości, a polowo-zorientowanymi składowymi I_{sd} i I_{sq} można wyznaczyć wówczas, gdy posiadamy informację o położeniu kątowym wektora strumienia (kąt ρ) [11].

3. Parametry schematu zastępczego modelu silnika

W polskim górnictwie odkrywkowym wiele maszyn górniczych zostało zmodernizowanych w oparciu o technikę napędową i rozwiązania firmy Siemens. Napędy analogowe prądu stałego zamieniono na napędy cyfrowe prądu przemiennego. Zastosowano głównie napędy SIMOVERT

MASTERDRIVES Vector Control oraz SINAMICS S (nowszy model przemiennika, zastępujący rodzinę SIMOVERT). Przeprowadzone badania dotyczyły obu grup napędów, ale w rozdziale koncentrujemy się na rozwiązaniach z napędami SIMOVERT MD VC. W kolejnych publikacjach będziemy odnosić się do newralgicznych punktów związanych z retrofitem analogowej techniki napędowej.

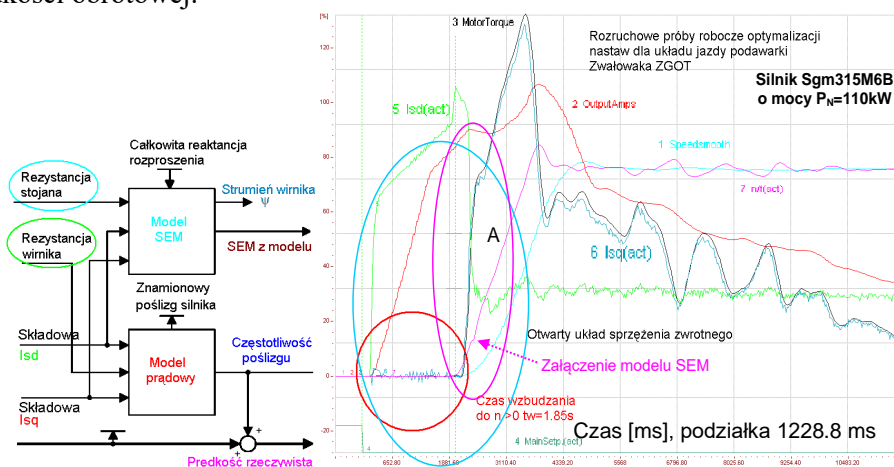
Na rysunku 4 przedstawiono model obiektu, jakim jest silnik indukcyjny i jego schemat zastępczy, którego model matematyczny wyprowadza się z równań klasycznych przy uwzględnieniu powszechnie stosowanych założeń upraszczających [12, 13]. Parametry modelu silnika są wyrażone w jednostkach rzeczywistych (w wewnętrznej strukturze napędu w wartościach względnych procentowych) w układzie współrzędnych związanych z uzwojeniem stojana.



Rys. 3. Parametry zastępcze silnika w oprogramowaniu narzędziowym falownika SINAMICS S wraz ze schematem zastępczym typu T. Podobny model zastosowano w starszej generacji przemiennika SIMOVERT [opracowanie własne na podstawie [12, 13, 14]]

gdzie: R_s – rezystancja uzwojenia stojana, R_r' – rezystancja uzwojenia wirnika sprowadzona na stronę uzwojenia stojana, X_{LS} – reakcyjność rozproszenia (indukcyjność) uzwojenia stojana, $X_{r'}$ – reakcyjność rozproszenia (indukcyjność) uzwojenia wirnika sprowadzona na stronę uzwojenia stojana, X_m – reakcyjność wzajemna magnesująca (indukcyjność główna), s – poślizg, I_{1ph} – prąd fazowy stojana, I_{2ph}' – sprowadzony prąd fazowy wirnika, I_m – prąd magnesujący, n_1 – prędkość synchroniczna, E_{ph} – indukowana siła elektromotoryczna, U_{1ph} – napięcie fazowe stojana, n – prędkość obrotowa wirnika silnika

Na rysunku 5 przedstawiono fragment diagramu funkcyjnego dotyczącego rozwiązania producenta przemiennika w zakresie dwóch modeli zastępczych silnika wynikających z wyboru algorytmu oraz zakresu prędkości obrotowej.

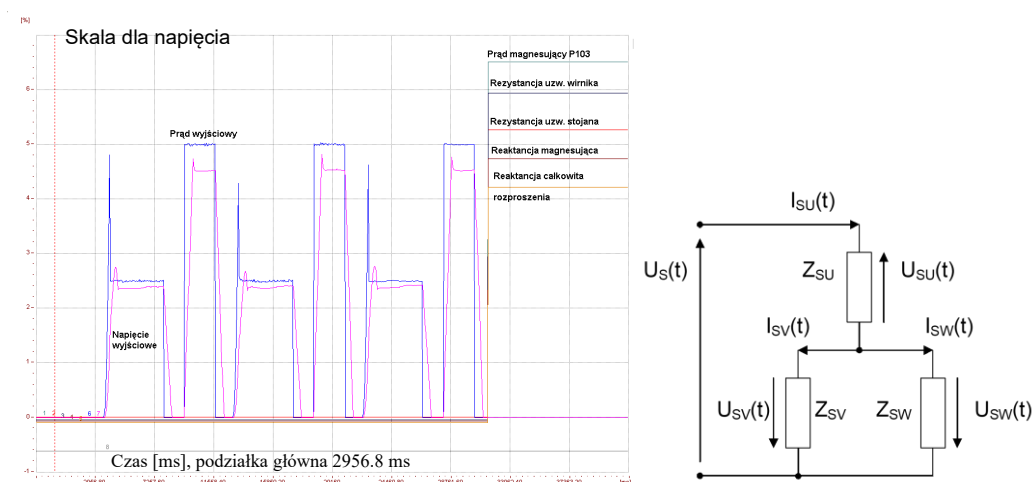


Rys. 4. Model zastępczy silnika indukcyjnego w odniesieniu do przebiegów rozruchowych podczas realizacji bez czujnikowego algorytmu sterowania w układzie jazdy Zwałowarki ZGOT [opracowanie własne na podstawie [1, 2]]

Zauważamy rozwiązanie, które wyodrębnia model prądowy (część prądowa wykresu wskazowego dotycząca składowych prądu I_{sd} i I_{sq}) oraz model napięciowy (część napięciowa – wielkością wyjściową jest wartość siły elektromotorycznej SEM oraz wartość strumienia magnetycznego). Regulator siły elektromotorycznej, który jest regulatorem PI odpowiada za regulację zadanej wartości napięcia wewnętrznego. Model zastępczy silnika w algorytmie sterowania wektorowego analizowanego układu komercyjnego ma następującą realizację praktyczną: blok modelu SEM oznaczonego SEM (rezystancja stojana R_s , rezystancja wirnika R_r , całkowita reaktancja rozproszenia X_k), blok modelu prądowego (składowe prądu stojana I_{sd} oraz I_{sq} , rezystancja wirnika R_r , poślizg s), regulator SEM (wzmocnienie K_p , stała czasowa T_n), blok regulatora SEM - regulacja składowej P (człon proporcjonalny), która działa głównie w chwili przełączania pomiędzy modelami (maksymalne oscylacje $\Delta f = 2\%$ częstotliwości znamionowej f_{IN}) oraz blok ze składową całkującą regulatora SEM, który działa w chwili przełączenia na model napięciowy (wartość maksymalna $f_{max} = 15\%$ częstotliwości znamionowej f_{IN}), człon histerezy odpowiadający za załączanie i wyłączenie modelu SEM (domyślnie – działa powyżej ok. 10% wartości zadanej przy rozruchu oraz poniżej 10% wartości zadanej podczas procesu hamowania). Na rysunku 5 zaprezentowano, zarejestrowaną w trakcie wykonanych badań, pracę bez czujnikowego algorytmu sterowania w układzie aplikacji napędów jazdy Zwałowarki ZGOT w przypadku cyklu roboczego z operatorem. Zaznaczono stan przełączenia pomiędzy modelem zastępczym SEM, a modelem prądowym (układem zadawania prądu) oraz opisano przebiegi wartości zadanej, prędkości, prądu, momentu. Zauważamy, że w źle dostrojonym układzie mogą pojawiać się oscylacje po przełączeniu modeli i które mogą być źródłem drgań. W przyszłości będą również źródłem uszkodzeń konstrukcji mechanicznych, gdyż w układzie występują zależne od cyklu roboczego elektromagnetyczne stany przejściowe, a struktura regulacji, jeśli nie została zweryfikowana i nie jest właściwie dobrana do pracy, będzie wręcz niebezpieczna do dalszej eksploatacji. Taki problem często zgłaszają służby utrzymania ruchu badanych maszyn w PGE KWB Turów i PGE KWB Bełchatów. Potwierdzeniem tego są również publikacje pracowników PGE [5, 18, 19].

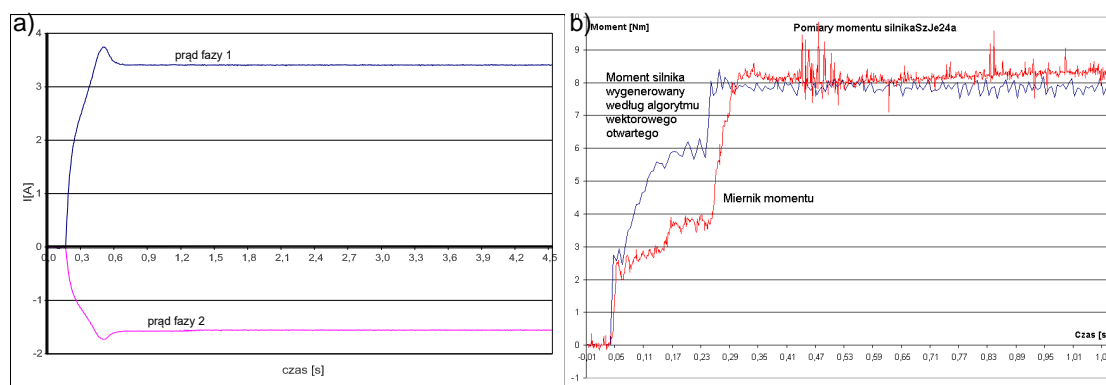
4. Identyfikacja parametrów schematu zastępczego silnika

Identyfikacja parametrów zastępczych jest głównym sposobem pomiaru parametrów schematu zastępczego silnika oraz podstawą funkcjonowania nowoczesnych napędów w procesach technologicznych. Najczęściej identyfikacja wykonywana jest w stanie nieruchomego wirnika, w którym wirnik silnika nie może wykonywać ruchu obrotowego w czasie przeprowadzania próby identyfikacji [15].



Rys. 6. Identyfikacja parametrów modelu zastępczego silnika w stanie nieruchomego wirnika - silnik Sg90L4 o mocy $P_n = 1,5$ kW, nastawa prądu magnesującego $I_m = 0\%$, [opracowanie własne na podstawie [2]]

Metoda ta należy do grupy metod statystycznych, a jej istotą jest analiza odpowiedzi prądowej silnika na zadany skok napięcia stałego (rys. 6). Parametry schematu zastępczego silnika wyznacza się poprzez porównanie przebiegów odpowiedzi prądowych badanego obiektu i jego modelu. Metoda w sposób iteracyjny poszukuje takich współczynników w równaniach modelu, aby różnica pomiędzy przebiegiem otrzymywanym z modelu, a przebiegiem zarejestrowanym z obiektu była równa zero lub też pomijalnie mała. Silnik podczas testów jest zasilany napięciem stałym, a zatem nie wytwarza wirującego pola magnetycznego oraz momentu obrotowego. W czasie próby, symetryczne uzwojenia fazowe stojana są połączone jak na rysunku 6, natomiast na rysunku 7 a) przedstawiono przebiegów prądów w poszczególnych fazach, a na rysunku 7 b) przebiegi momentów zarejestrowanych za pomocą rejestratora wbudowanego w oprogramowanie przemiennika oraz zarejestrowanego za pomocą momentomierza indukcyjnego.



Rys. 7. Przebieg wartości chwilowych: a) prądów 1-szej i 3-ciej fazy silnika Sg90L4 w trakcie wzbudzenia; b) momentu napędowego silnika SzJe24a zarejestrowanego w celu porównania rejestracji za pomocą techniki BICO oraz za pomocą momentomierza indukcyjnego [opracowanie własne na podstawie [2]]

Zależność określającą przebieg czasowy prądu w odpowiedzi na zadany skok jednostkowy napięcia stałego wyprowadzamy następująco [15]:

$$I_s(t) = A_0 + A_1 e^{-\frac{t}{T_1}} + A_2 e^{-\frac{t}{T_2}} \quad (4)$$

gdzie: $T_1 = -\frac{1}{p_1}$; $T_2 = -\frac{1}{p_2}$; p_1, p_2 – pierwiastki równania charakterystycznego

Szukane parametry schematu zastępczego silnika są opisane następująco:

$$R_s = \frac{2 U_s}{3 A_0} ; T_r = \frac{A_1}{A_2} (T_1 - T_2) + T_1 = T_2 - \frac{A_2}{A_0} (T_1 - T_2) ; T_s = T_2 + T_1 - T_r, \sigma = \frac{T_r T_s}{T_1 T_2} \quad (5)$$

Przy założeniach upraszczających, można wyznaczyć parametry L_s , L_r , L_m oraz R_r .

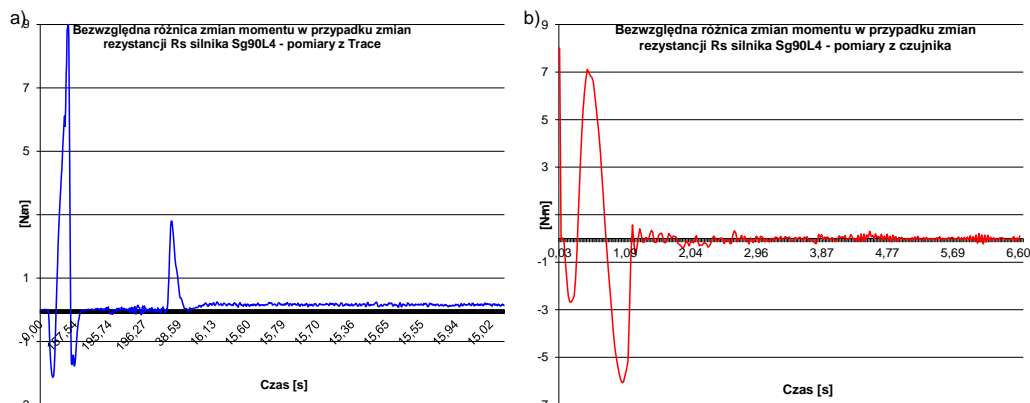
W tabeli 1 zestawiono parametry uzyskane z identyfikacji różnych silników współpracujących z falownikami o sterowaniu wektorowym za pomocą metod zaimplementowanych w przemiennikach SIMOVERT VC.

Zestawienie parametrów silników indukcyjnych wyznaczonych za pomocą metod identyfikacji parametrów - moment bezwładności pobrano z danych katalogowych [2]

Tabela 1

Typ silnika	Sf132M4	Svg315S4	mSvg355M4	S6h560L4
Moc [kW]	7,5	110	250	1250
Napięcie [V]	380	380	380	690
J [kg*m ²]	0,0350	1,6700	6,8000	68,5000
R _s [Ω]	1,8420	0,0416	0,0104	0,0060
R _r [Ω]	1,3350	0,0187	0,0135	0,0040
L _m [H]	0,2389	0,0300	0,0198	0,0069
L _{sr} [H]	0,0074	0,0012	0,0005	0,0002
L _{rr} [H]	0,0141	0,0012	0,0010	0,0003
L _s [H]	0,2463	0,0313	0,0203	0,0071
L _r [H]	0,2530	0,0313	0,0208	0,0072

W procesie identyfikacji silników wyznaczane są zarówno podstawowe parametry, jak również stałe elektromechaniczne napędów określające nastawy wymagane parametrem. W przypadku bez czujnikowego sterowania wektorowego, czynnikiem o dużym znaczeniu jest dokładność określenia wartości rezystancji uzwojenia stojana. Gdy określona wartość rezystancji jest mniejsza od wprowadzonej do modelu (na zaprezentowanym przykładzie o ok. 1,5 Ω), układ dostosowując parametry początkowego etapu procesu rozruchowego do tak narzuconych warunków, stosownie zwiększa napięcie w celu kompensacji jego spadku na rezystancji uzwojeń.

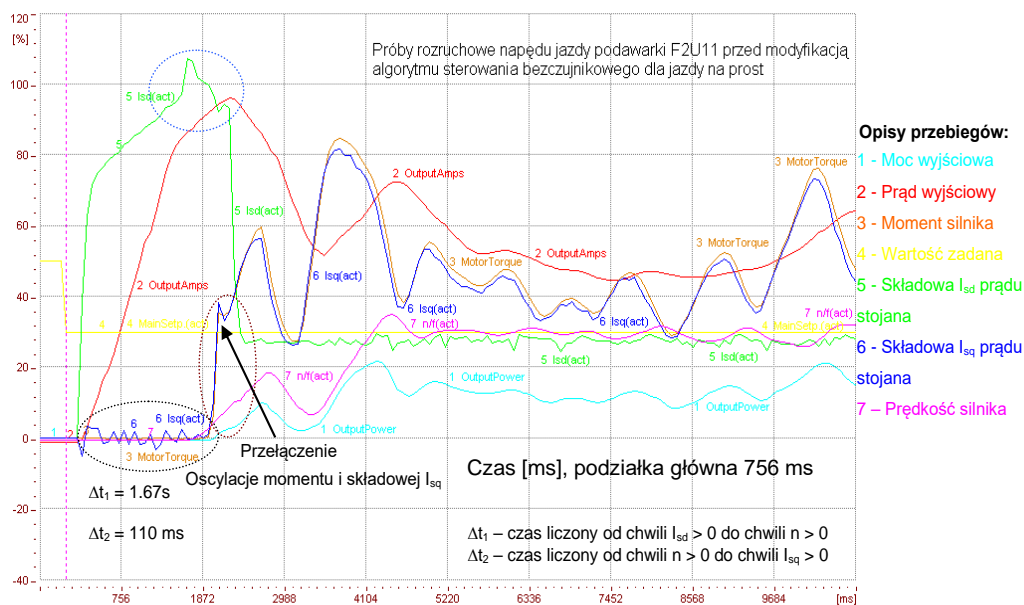


Rys. 8. Zestawienie bezwzględnej różnicy momentów silnika w przypadku zmian rezystancji stojana: a) pomiar przeprowadzono za pomocą oprogramowania przemiennika; b) pomiar przeprowadzono za pomocą cyfrowej rejestracji momentu silnika na stanowisku pomiarowym [opracowanie własne na podstawie [2]]

W konsekwencji, prędkość rzeczywista wirnika w chwili, gdy zaczyna się jej obliczanie na podstawie prądów fazowych, okazuje się większa niż wymaga tego narzucony algorytm sterowania. Ostatecznym tego efektem jest pojawienie się ujemnego impulsu składowej I_{sq} , a w konsekwencji – momentu napędowego. Zestawienie bezwzględnej różnicy momentów silnika w przypadku zmian rezystancji stojana przedstawia rysunek 8. Sytuacja, w której rezystancja modelu jest zaniżona w odniesieniu do rezystancji rzeczywistej, wywołuje skutek odwrotny, lecz w przebiegach prędkości mniej niekorzystny.

5. Wyniki badań polowych algorytmów sterowania w napędach maszyn

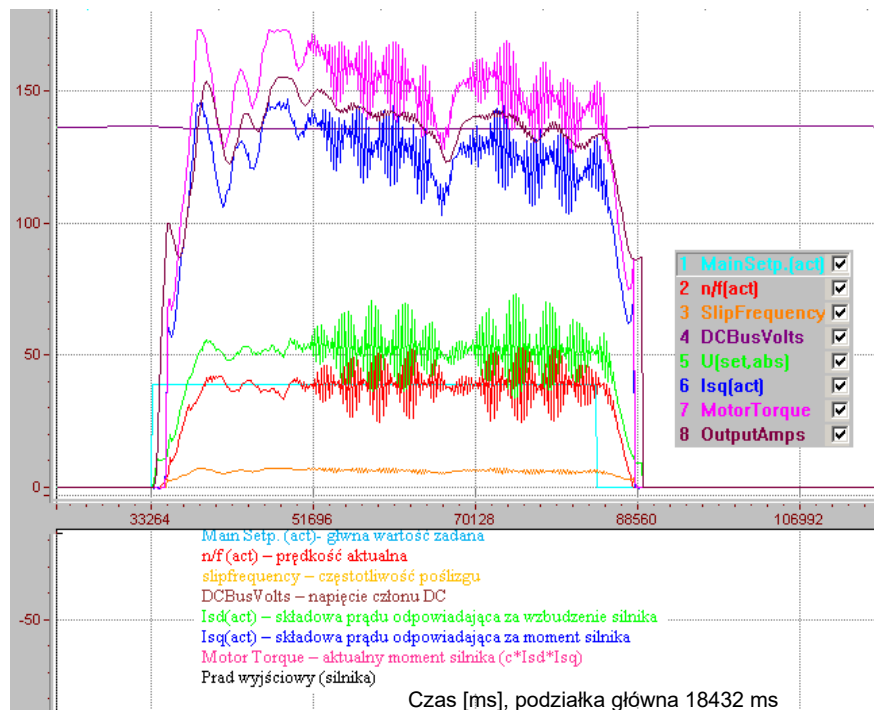
Analizując zamieszczone przebiegi na rysunku 3 i rysunku 5, zauważamy, że we wszystkich przypadkach występuje znaczne przeregulowanie w zadawanej wartości prądu stojana w odniesieniu do składowej I_{sd} . Przyczyną tego jest inercja, z jaką pojawia się strumień Ψ_{rd} w osi wirnika jako odpowiedź na wymuszenie prądowe. Pożądanym jest, aby w chwili pojawiania się składowej I_{sq} prądu stojana, wartość strumienia, a tym wartość składowej I_{sd} była już ustalona. Pozwoli to na wstępne osiągnięcie ustalonego stanu elektromagnetycznego silnika i na regulację jego momentu elektromagnetycznego poprzez sterowanie jedynie wartością składowej I_{sq} . Dodatkowym niepożądanym zjawiskiem są niebezpieczne oscylacje pojawiające się w przebiegach prędkości obrotowej oraz oscylacje w przebiegach prądu i momentu silnika przy przełączaniu modeli, co wymaga weryfikacji, strojenia oraz testów weryfikacyjnych. Wprowadzenie, bowiem różnych od rzeczywistych modelowych wartości nastaw doprowadzić może do sytuacji niebezpiecznych, zagrożenia życia oraz uszkodzeń maszyn.



Rys. 9. Próby rozruchowe napędów jazdy podawarki F2U11 oraz F2U12 bez czujnikowego algorytmu sterowania (silniki Sgm315M6B, $P_N=110$ kW) – badania dotyczą maszyny uruchomionej i oddanej do eksploatacji [opracowanie własne na podstawie [2]]

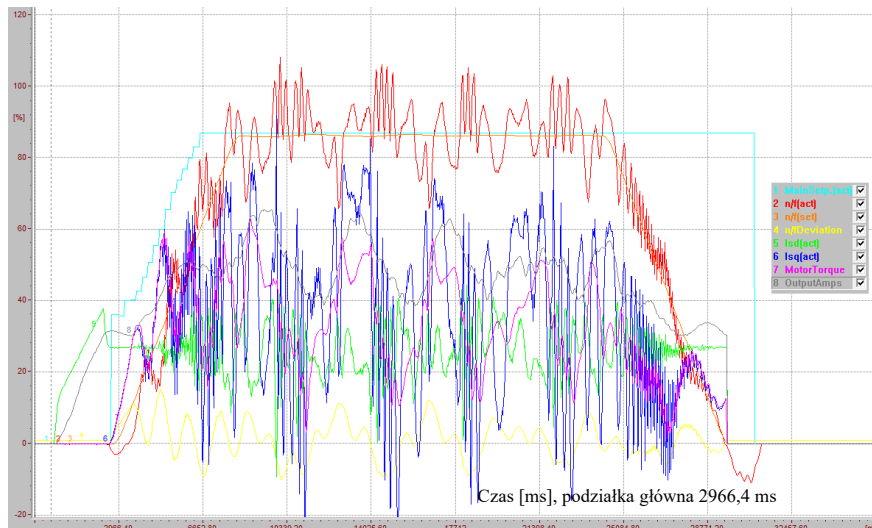
Przebiegi przedstawione na rysunku 9 zostały zarejestrowane w trakcie prób rozruchowych napędu jazdy podawarki F2U11 oraz F2U12 z silnikami Sgm315M6B o mocy $P_N = 110$ kW. Podejmując próbę „naprawy” algorytmu, należy zauważyć, że do struktury algorytmu zostaną wprowadzone zmiany, które mogą wywoływać dodatkowe opóźnienia w układzie sterowania, które mogą, zależnie od cech obiektu, odnieść skutek pozytywny w postaci zmniejszenia oscylacji momentu i składowej I_{sq} . W omawianym przykładzie poprzez zmianę nastaw parametru prądu magnesującego oraz czasu generacji składowej I_{sd} zostanie zmieniony kształt przebiegu składowej I_{sd} (mniejsze przeregulowanie) oraz złagodzony będzie efekt przełączania modeli zastępczych. Główny rezultat modyfikacji to większe opóźnienie pomiędzy generacją prędkości obrotowej, a generacją składowej I_{sq} , co w tym przypadku pozwala na uzyskanie łagodniejszych przebiegów ruchowych i ograniczenie drgań. Należy pamiętać, że układy napędowe pracują w sieciach komunikacyjnych i są sterowane ze sterowników PLC. Program główny znajduje się w sterowniku, ale poszczególne programy funkcyjne/technologiczne są realizowane w przemiennikach (przemiennik jest szybszy i pewniejszy od sterownika oraz komunikacji sieciowej). Zgodnie z zaprojektowanym algorytmem pracy maszyny, sterownik PLC na podstawie informacji

zbieranych z różnych czujników wypracowuje sygnał główny i wysyła go za pomocą sieci komunikacyjnej, jako wartość zadaną, do sterowania pracą falowników. Przy uruchamianiu programów na obiekcie rzeczywistej maszyny górniczej, powinno się dysponować wstępnymi nastawami regulacji obliczonymi przez projektanta lub zweryfikowanymi na obiekcie modelowym. W przeciwnym przypadku pojawia się niewiedza spowodowana np. wartościami momentów w stanach dynamicznych, niedoszacowaniem obliczeń elektromechanicznych lub brakiem informacji o wzajemnych interakcjach zaprojektowanych algorytmów sterownia. Modernizując maszynę sterowaną napędami prądu stałego przy przejściu na technikę falownikową prądu przemiennego zwykle przelicza się tylko prąd i moment w odniesieniu do warunków statycznych. Falowniki są dużo szybsze od przekształtników pomimo, iż sam silnik prądu stałego jest dynamiczną maszyną i ma wiele zalet. Jeśli jednak nie uwzględnia się sposobu reakcji urządzeń falownikowych i negatywnego oddziaływania na elementy sprzęgów mechanicznych, łożyska, przekładnie oraz konstrukcję modernizowanej maszyny, to wówczas w trakcie uruchamiania maszyny i samej eksploatacji powstaje wiele niepotrzebnych awarii i zagrożeń – rysunek 10 i rysunek 11.



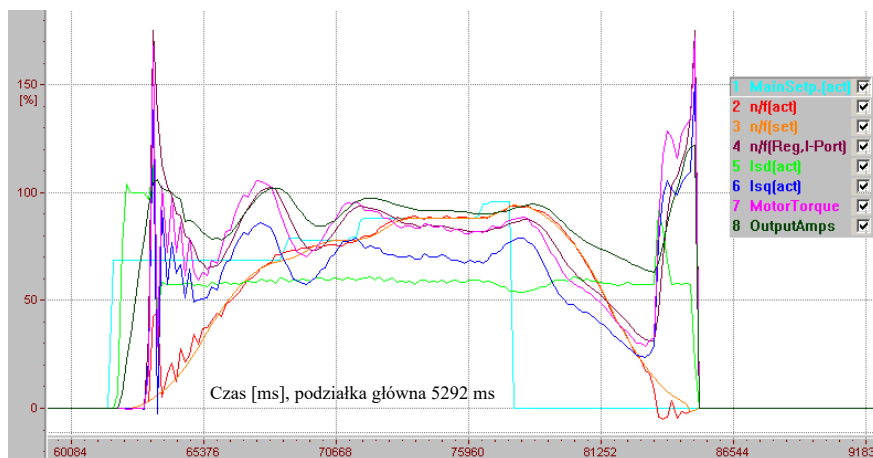
Rys. 10. Przebiegi rozruchu w trakcie prób roboczych nadwozia maszyny PGOT 4500 - praca przenośnika zdającego D2U1 – warunki atmosferyczne: zima, mróz, temperatura - 18°C [opracowanie własne na podstawie [1]]

Na rysunkach 10 i 11 przedstawiono przebiegi z prób ruchowych przenośnika samojezdnego PGOT. Widoczne drgania w trakcie prób, maszyna zatrzymuje się od zabezpieczeń drganiowych. Zdolność manewrowa maszyny ograniczona, operator nie wykonuje pełnych ruchów sterowniczych w obawie o uszkodzenia mechaniczne. Badana maszyna została oddana do eksploatacji. W ramach pomocy, podjęto działania, które znacząco wyeliminowały problemy drganiowe oraz poprawiły zdolność manewrową zarówno pod względem obrotu, jak również pod względem napędów jazdy.



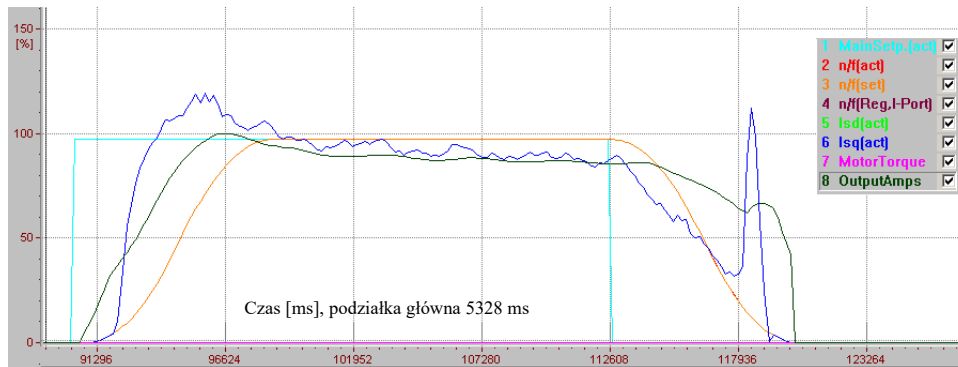
Rys. 11. Próby rozruchowe napędów jazdy maszyny PGOT F1U4 podczas jazdy na wprost z wektorowym algorytmem sterowania – badania dotyczą maszyny uruchomionej i oddanej do eksploatacji [opracowanie własne na podstawie [1]]

Przebiegi przedstawione na rysunku 12 i rysunku 13 przedstawiają kolejny etap badań zdolności ruchowych maszyny górniczej, który jednocześnie stanowi dowód konieczności eliminacji opisanych w rozdziale zjawisk niekorzystnych i niebezpiecznych. Podejmując próbę naprawy pracy algorytmu przedstawionego na rysunku 12, zweryfikowano nastawy podstawowe i parametry funkcyjne [2].



Rys. 12. Przebiegi ruchowe przęnośnika odbierającego DIU1 po zastosowaniu wektorowego algorytmu sterowania z czujnikiem prędkości [opracowanie własne na podstawie [1]]

W tym konkretnym przypadku, przedstawionym na rysunku 13 został wydłużony czas generacji wartości aktualnej składowej I_{sq} , co pozytywnie wpłynęło na przebiegi ruchowe w stanach dynamicznych w odniesieniu do niskiego zakresu prędkości obrotowych. Zauważmy, jak złagodzona zostaje generacja składowej I_{sd} , szczególnie w początkowej fazie rozruchu. Bardzo ważnym skutkiem wprowadzonej zmiany jest to, że przebiegi składowych prądu stojana, momentu silnika oraz prędkości zostały wyraźnie złagodzone, przy zachowaniu tych samych parametrów ruchowych.



Rys. 13. Poprawa algorytmu sterowania przęnośnikiem DIU1 za pomocą zmiany nastaw parametrów [opracowanie własne na podstawie [1]]

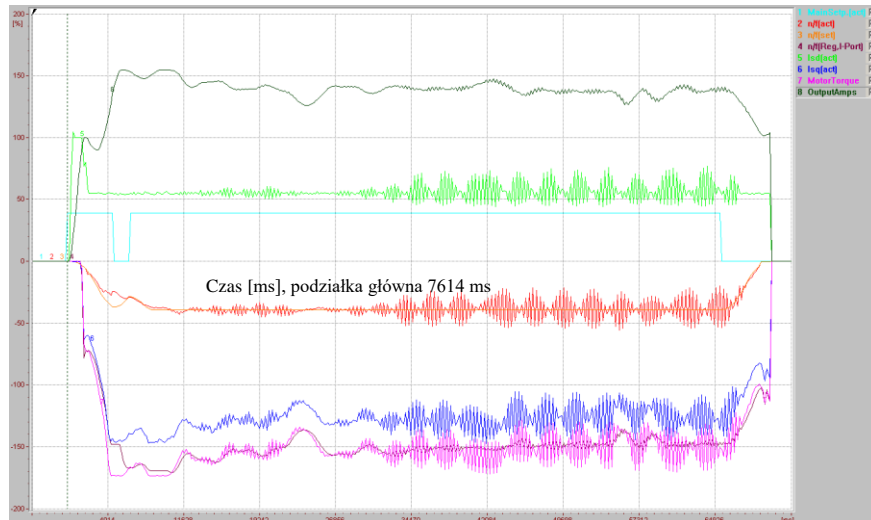
W odniesieniu do początkowego zakresu częstotliwości $f < 10\%f_{1N}$ została także złagodzona faza wyłączenia napędu oraz potwierdzony został efekt zmniejszenia oscylacji momentu i składowej I_{sq} oraz korzystny kształt przebiegu składowej I_{sd} . Podsumowując można stwierdzić, że zastosowanie opracowanego rozwiązania pozwoliło na wyeliminowanie związanych z oscylacjami i przekraczaniem ograniczeń prądowych oraz pozwoliło na płynną regulację prędkości.

6. Modyfikacja algorytmów sterowania

Fakt, iż maszyny górnicze zostały odebrane i pracują, nie oznacza, że są właściwie sterowane. Urządzenia elektromechaniczne zmieniają swoje parametry podczas pracy, a parametry obiektów regulacji są zależne np. od zmian temperatury i się zmieniają. Osadzanie się błota i lodu na elementach mechanicznych oraz zmiany właściwości smarnych i lepkości płynów eksploatacyjnych stanowią dodatkowe utrudnienie i mogą powodować przeciążenia zarówno konstrukcji, jak również błędy od ograniczeń momentowo-prądowych. Brak jest w tym zakresie wyników badań, na ile zwiększają się wówczas momenty oporów ruchu, a mogą to być krotności znaczne, które są często niedoszacowane. Zagadnienia właściwej oceny tych zmian oraz właściwego doboru nastaw struktur regulacji są złożone i wymagają analizy wielu czynników oraz dużego doświadczenia w tym zakresie. Szczególnie dotyczy to techniki falownikowej i komunikacji sieciowej za pomocą sieci przemysłowych. Aktualnie napędy prądu przemiennego bardzo często są niedoszacowane pod względem mocy, co wynika również z tworzenia maszyn – prototypów, maszyn unikatowych, specjalistycznych i dedykowanych, w których pozorna oszczędność początkowa może powodować znaczne straty w trakcie eksploatacji maszyny. Problemy te były poruszane w publikacjach [16, 17, 18, 19].

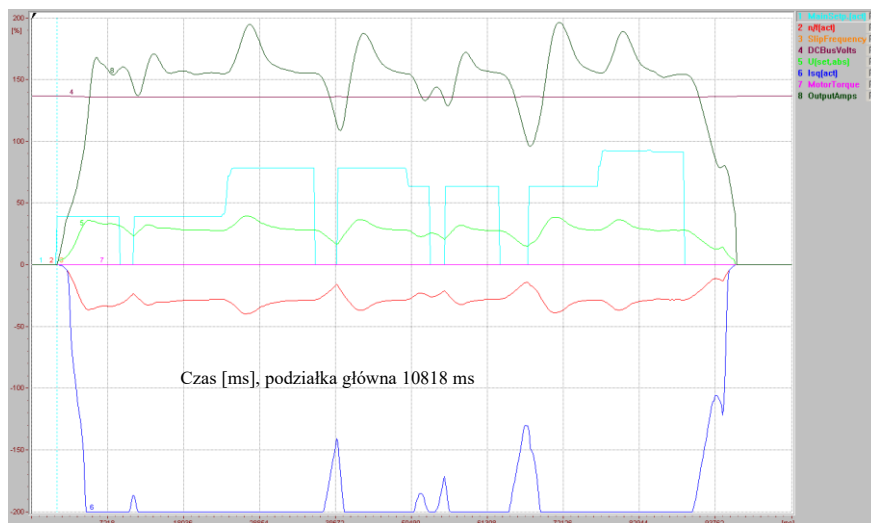
W trakcie prac badawczych i ekspertyz koncentrowano się również na opracowaniu i implementacji opisywanych rozwiązań, tak, aby stały się bezpośrednio pomocne w pracy maszyn górniczych.

Na rysunku 14 przedstawiono przebiegi ruchowe odnoszące się do zastosowanego wektorowego algorytmu sterowania przęnośnikiem zdawczym maszyny PGOT oraz rejestrację dotyczącą przęnośnika zdawczego i obrotu nadwozia D2U1 odnoszącą się do napędów grupowych i wektorowego algorytmu sterowania. Przebiegi stanowią przykład źle dobranych parametrów napędów obrotu przęnośnika, co przy zmiennych warunkach pogodowych i osadzaniu się zmarzlin na elementach mechanicznych nie pozwala na stabilną pracę maszyny. Zauważamy, że w trakcie pracy system sterowania pobudza konstrukcję do drgań. Oscylacje pojawiają się w przebiegu prądu i jego składowych oraz przebiegach momentu, prędkości. Taki stan jest niedopuszczalny z punktu widzenia bezpieczeństwa pracy oraz zagrożenia dla obsługi i konstrukcji maszyny.



Rys. 14. Przebiegi ruchowe odnoszące się do wektorowego algorytmu sterowania przęnośnikiem PGOT - przęnośnik zdawczy – obrót nadwozia D2U1 – grupowy układ sterowania odnoszący się do algorytmu wektorowego [opracowanie własne na podstawie [1]]

Przed wprowadzeniem zamian dokonano weryfikacji wprowadzonych nastaw parametrów modeli zastępczych, wybranego algorytmu i nastaw struktur regulacji. Zaproponowano zamiany z strukturze algorytmu i nastawach parametru. Maszyna przed zmianami algorytmu posiadała problem z rozruchem i poprawną pracą. Jako środek zaradczy, wprowadzono metodę sterowania grupowego skalarnego - zmiany zadziały pozytywnie – rysunek 15.



Rys. 15. Modyfikacja algorytmu sterowania przęnośnikiem PGOT - przęnośnik zdawczy – obrót nadwozia D2U1 – grupowy układ sterowania po modyfikacji zastosowano algorytm skalarny [opracowanie własne na podstawie [1]]

Maszyna przęnośnika samojezdnego PGOT aktualnie posiada dużo większe zdolności manewrowe wysięgnika odbierającego i nie ma problemów z drganiami, które jako nastawy zabezpieczeń, wyłączały falowniki w trakcie pracy. Natomiast w sezonie zimowym pojawił się problem z rozruchem na skutek niedoszacowanych pod względem mocy napędów. Na częściową eliminację problemu pozwoliła ponowna identyfikacja i strojenie parametrów regulacji. Problem niedoszacowanych pod względem mocy napędów prądu przemiennego zastępujących napędy prądu stałego również poruszano w wielu publikacjach, np. [2, 5].



7. Dyskusja

Zdaniem autorów, powinno się opracować właściwe standardy i skorygować istniejące procedury doboru i odbioru napędów falownikowych przeznaczonych do nowych lub modernizowanych maszyn górniczych poprzez obliczenia, symulacje oraz wykonanie kontrolowanych przeciążeń zarówno dynamicznych, jak i statycznych uwzględniając realne warunki pracy maszyn zarówno w dniu odbioru, jak również przez cały rok. Sugestią autorów jest, aby:

- Przed przystąpieniem do modernizacji dokładnie przeanalizować maszyny i funkcjonujące algorytmy sterowania oraz dobrane parametry regulacji.
- W trakcie modernizacji należy powyższy algorytm odwzorować, a dopiero w dalszej kolejności próbować wdrażać nowatorskie rozwiązania, wykorzystujące możliwości nowoczesnego sprzętu.
- Do napędów jazdy nie stosować układu z jednakowymi momentami na wszystkich silnikach, a w napędzie obrotu należy stosować inny zestaw parametrów do jazdy w lewo, a inny do jazdy w prawo.
- Wpływ wprowadzanych zmian w sterowaniu powinien być wszechstronnie przeanalizowany i skontrolowany po wdrożeniu. W pracach modernizacyjnych algorytm sterowania powinien być uzgodniony przez wszystkie zaangażowane firmy projektowe.
- Sterowanie skalarne stosować w napędach grupowych, szczególnie w napędach obrotu wraz z dokładną parametryzacją nastaw i ograniczeń, a całość należy poddać testom i weryfikacji odnośnie eliminacji drgań i wibracji w układzie napędowym.
- Sterowanie wektorowe wymaga poprawnej parametryzacji modelu zastępczego oraz zastosowania metod identyfikacji i parametryzacji ograniczeń, a całość należy poddać testom i weryfikacji odnośnie eliminacji drgań i wibracji w układzie napędowym.
- Pamiętać, że komunikacja sieciowa w warunkach górniczych jest trudna w realizacji i podatna na zakłócenia. Z tego powodu często wprowadza dodatkowe opóźnienia w strukturze regulacji, a tym samym w realizacji zaprojektowanego algorytmu sterowania maszyną.
- Sprawdzać, ewentualnie obliczać parametry zastępcze silników i wartość prądu magnesującego.
- Obliczać parametry zastępcze silnika w różnych temperaturach i na tej podstawie stosować funkcję adaptacji zmian rezystancji zastępczej uzwojenia wirnika a następnie zaimplementować to w nastawach.
- Powtarzać identyfikację i stosować indeksowanie nastaw parametrów zastępczych w odniesieniu do różnych warunków eksploatacyjnych, awaryjnych, pogodowych i uwzględniających pory roku.
- Przeprowadzać cykliczną optymalizację nastaw struktur regulacji poprzez weryfikację w różnych trybach pracy.
- Po wymianie np. uszkodzonych silników napędowych, czy przekładni mechanicznych, procedurę identyfikacji i optymalizację powinno się ponowić.
- Można rozważyć możliwość zastosowania adaptacji parametrów zastępczych w algorytmie sterowania napędami jazdy, co powinno uwzględniać zmiany parametrów rzeczywistego obiektu sterowania w różnych temperaturach (wpływ temp. otoczenia i modelu temperaturowego).
- W zakresie programu sterowania proponuje się sprawdzenie budowy pętli regulacji – najprawdopodobniej przy takiej strukturze czasy regulacji są za długie. Momenty są uśrednione

i odfiltrowane, co nie przenosi właściwych wartości aktualnych. Nowe wartości zadane są odczytywane przez napęd, co ok. 0,5 s. Trudno tutaj pisać o dynamice napędów, gdyż wszystko dzieje się po stronie systemu elektromechanicznego.

8. Podsumowanie, uwagi i wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań i zgromadzonych doświadczeń autorzy sugerują opracowanie odnoszących się do eksploatowanych maszyn górniczych wytycznych umożliwiających adaptację nastaw uwzględniających pory roku i zmiany parametrów podłoża oraz parametrów zastępczych silników napędowych. Przeprowadzanie okresowych przeglądów wszystkich lub wybranych przez kopalnie maszyn, które były uruchamiane w oparciu o falownikową technikę napędową również pozwoli na wcześniejszą identyfikację problemów. W przypadku maszyn o znaczeniu strategicznym, sugerujemy zastosowanie dodatkowych urządzeń rejestrujących, które będą pełniły rolę akwizytora danych. Można również podłączać dodatkowe komputery z dedykowanym oprogramowaniem rejestrującym (czyli dodatkowe panele HMI), co pozwoli na ciągłe monitorowanie i wykonywanie rejestracji roboczych oraz zbudowanie bazy wiedzy o maszynie. Na tej podstawie powinno nastąpić, w ramach współpracy nauki z przemysłem, opracowanie środków zaradczych i prewencyjnych. Pragniemy zauważyć, że długie opóźnienia w pętach sprzężenia zwrotnego mogą powodować chwilowe utraty stabilności układów sterowania maszyn górniczych. Aby temu przeciwdziałać proponujemy bieżące obliczanie parametrów zastępczych silników w różnych temperaturach i na tej podstawie proponowanie np. implementację funkcji adaptacji zmian rezystancji zastępczej uzwojenia wirnika zależną od zmian temperatury, którą można następnie szeroko implementować w nastawach pozostałych typach maszyn górniczych.

Poprawę właściwości regulacyjnych, szczególnie w trudnych warunkach pracy urządzenia, można uzyskać poprzez uwzględnienie w obliczeniach parametrów silnika, zmian rezystancji wirnika pod wpływem temperatury. Dla poprawnej realizacji wybranego algorytmu wektorowego, określenie wartości prądu magnesującego jest sprawą kluczową. Podsumowując, nastawy parametrów odwzorowujące model silnika oraz podstawowe cechy zespołu napędowego są kwestią kluczową. Nie możemy bazować tutaj wyłącznie na procedurach tzw. auto-tuningu, gdyż tak skonfigurowane i nierozpoznane pod względem technik regulacyjnych maszyny stanowią następnie realne zagrożenie dla obsługi i eksploatacji.

Literatura

1. Jabłoński M.: Ekspertyza przENOŚNIKA samojezdnego PGOT-4500. Protokół z wykonanych prac, zlecenie HP/AG-W26/09. PGE KWB Turów S.A.
2. Jabłoński M.: Analiza parametrów funkcyjnych oraz modyfikacja algorytmów sterowania polowo-zorientowanego napędu falownikowego z silnikiem indukcyjnym. Praca doktorska, PŁ 2006.
3. Hertel L.: Technika przekształtnikowa w napędach jazdy i obrotu na maszynach podstawowych – doświadczenia eksploatacyjne, str. 38, Górnictwo Odkrywkowe 1 (2008).
4. Jabłoński M., Anuszczyk J.: Współczesne algorytmy sterowania maszyn górnictwa odkrywkowego w przykładach aplikacyjnych. VII Międzynarodowy Kongres Górnictwa Węgla Brunatnego 2011 „Węgiel Brunatny - Energia - Rozwój”.
5. Hertel L., Nowacki H.: Algorytmy sterowania napędami na modernizowanych koparkach. Górnictwo Odkrywkowe, str. 39. PGE SA, Oddział KWB Bełchatów w Rogowie.



6. Anuszczyk J., Jabłoński M.: Układy falownikowe w napędach jazdy maszyn górnictwa odkrywkowego. V Międzynarodowy Kongres Górnictwa Węgla Brunatnego 2007 „Węgiel Brunatny - Energia - Rozwój”.
7. Dokumentacja SIEMENS dla SIMOVERT MASTERDRIVES Vector Control v.3.2.
8. Blaschke F.: Das Verfahren der Feldorientierung zur Regelung der Asynchronenmaschine. Siemens Forschungs- und Entwicklungsberichte, Vol. 1, pp. 184-193, 1972.
9. Paszek W.: Dynamika maszyn elektrycznych prądu przemiennego. Helion, Gliwice 1998.
10. Tunia H., Kaźmierkowski M.: Automatyka napędu przekształtnikowego. PWN, Warszawa 1987.
11. Pełczewski W., Krynke M.: Metoda zmiennych stanu w analizie Układów napędowych. WNT, Warszawa 1984.
12. Kalus M., Skoczkowski T.: Sterowanie napędami asynchronicznymi i prądu stałego. Gliwice 2003.
13. Vas P.: Sensorless vector and direct torque control. Oxford University Press 1998.
14. Dokumentacja SIEMENS dla SINAMICS S120/S150.
15. Bos A., Orłowska-Kowalska T.: Sterowanie wektorowe silnika indukcyjnego ze wstępną identyfikacją parametrów schematu zastępczego. SENE'2001, tom I, str.: 65-72, Łódź – Arturówek, 2001.
16. Jabłoński M.: X Konferencja Naukowo-Techniczna Innowacyjne Maszyny i Technologie – Efektywność 2014: Rozwój innowacyjnych technik systemów sterowania napędowych monitorowania bezpieczeństwa i użytkowania maszyn a trendy rozwojowe maszyn górnictwa odkrywkowego w Polsce.
17. Jabłoński M.: II Konferencja Naukowo-Techniczna Elgor 2007. Napędy Urządzeń Górnictwa Odkrywkowego. Optymalizacja struktur sterowania nowoczesnych napędów elektrycznych na przykładzie Sinamics S120.
18. Błaszczuk Ł., Jabłoński M.: Konfiguracja, diagnostyka i wymiana danych procesowych w teleinformatycznych sieciach przemysłowych. Technika Zagraniczna Maszyny, Technologie, Materiały Sigma-Not.
19. Uchroński Ł., Jabłoński M.: Wymiana danych procesowych w aplikacjach przemysłowych. Technika Zagraniczna Maszyny, Technologie, Materiały Sigma-Not.



Tymczasowe obudowy zmechanizowane w drażeniu wyrobisk korytarzowych

Jacek Korski – FAMUR S.A.

Streszczenie: Od początku lat 60-ych XX wieku podejmowane są próby zastosowania zmechanizowanych obudów w procesie drażenia wyrobisk korytarzowych i wąskich przodków eksploatacyjnych w górnictwie węgla kamiennego. Zmechanizowane obudowy w chodnikach w kopalniach podziemnych są stosowane w różnym celu, a w tym także jako obudowy tymczasowe w drażonych wyrobiskach korytarzowych. W rozdziale dokonano przeglądu niektórych opracowanych i testowanych w tym okresie rozwiązań zmechanizowanych obudów tymczasowych oraz przeprowadzono analizę przyczyn, które spowodowały, że obudowy zmechanizowane o takim przeznaczeniu nie rozpowszechniły się w światowym górnictwie, zwłaszcza stosującym różnego typu obudowy podporowe.

Słowa kluczowe: mechanizacja górnictwa, obudowa zmechanizowana, drażenie wyrobisk, obudowa tymczasowa

Temporary powered roof supports used in roadways development

Abstract: From 1960-ties some attempts of using the powered roof support in roadways development and narrow mining faces in underground coal mines have been undertaken. Powered roof supports are used in mine undergrounds for different purposes, temporary powered roof support in driven roadways is one of them. Design solutions of temporary powered roof supports used within this period are reviewed and reasons why these type of powered roof supports are not commonly used worldwide, especially in the mines which use chock supports, are analysed.

Keywords: mechanization in the mining industry, powered roof support, roadway development, temporary roof support

1. Wprowadzenie

Od około 60 lat podejmowane są próby wprowadzenia zmechanizowanej obudowy hydraulicznej, jako tymczasowej obudowy, w zmechanizowanym drażeniu wyrobisk korytarzowych [12]. Pierwsze rozwiązania tymczasowych obudów zmechanizowanych stosowano w amerykańskim systemie komorowo-filarowym, gdzie w wąskich przodkach wybierkowych, urabianych mechanicznie, rozpoczęto na szerszą skalę mechanizację robót górniczych. W 1959 roku w podziemnym górnictwie węglowym stanu Pensylwania około 40% wszystkich nieszczęśliwych wypadków powodowały opady skał stropowych w strefie do około 8 m od czoła przodka. W tym regionie eksploatację prowadzono głównie systemami zabierkowymi (komorowo-filarowymi) z urabianiem frezującymi maszynami łańcuchowymi (np. Joy 3JCM-2), a powstające często obwały powodowały zasypywanie maszyn i ich częste uszkodzenia. Od lat 40-tych powszechnie stosowano kotwienie stropu, ale konstrukcja kombajnu powodowała, że kotwienie stropu możliwe było dopiero za głowicą urabiającą, czyli kilka metrów od czoła przodka. Kotwienie w przodku po wykonaniu każdego zabioru wymagało zatrzymania pracy maszyny urabiającej, co powodowało straty czasu na urabianie i spadek rzeczywistej wydajności maszyny urabiającej. W związku z powyższym firma Dowty [20] opracowała tymczasową obudowę zmechanizowaną współpracującą z kombajnami typu Continuous Miner jeszcze urabiającymi punktowo. Występujący konflikt pomiędzy oczekiwaniami związanymi z bezpieczeństwem pracy i operacji górniczych a wydajnością rozwiązano przez opracowanie tymczasowej obudowy kroczącej umożliwiającej natychmiastowe zabezpieczenie stropu po urobieniu calizny i jednocześnie ciągłe podparcie stropu w newralgicznej strefie.



Obudowa Dowty Rodjo Shield nie znalazła szerszego zastosowania z powodu ujawnienia się funkcjonalnych wad takiego rozwiązania:

- Przesunięcie miejsca kotwienia stropu poza strefę zmechanizowanej obudowy chodnikowej wykazało, że już rozpoczął się proces rozwarstwiania skał stropowych i kotwienie nie było wystarczająco skuteczne.
- Kotwienie stropu pochłaniało więcej czasu niż wykonanie w przodku jednego cyklu urabiania, więc konieczny był postój maszyny urabiającej i wynikające z tego straty wydajności.
- W miejsce kombajnów typu Continuous Miner z frezującym, łańcuchowym organem urabiającym zaczęły pojawiać się maszyny z liniowymi organami urabiającymi od razu na całą szerokość wyrobiska (najpierw z wieloma tarczami frezującymi).

Zmechanizowana obudowa podporowa stosowana była również w przodkach drażonych za pomocą kombajnów chodnikowych z organami urabiającymi punktowo.

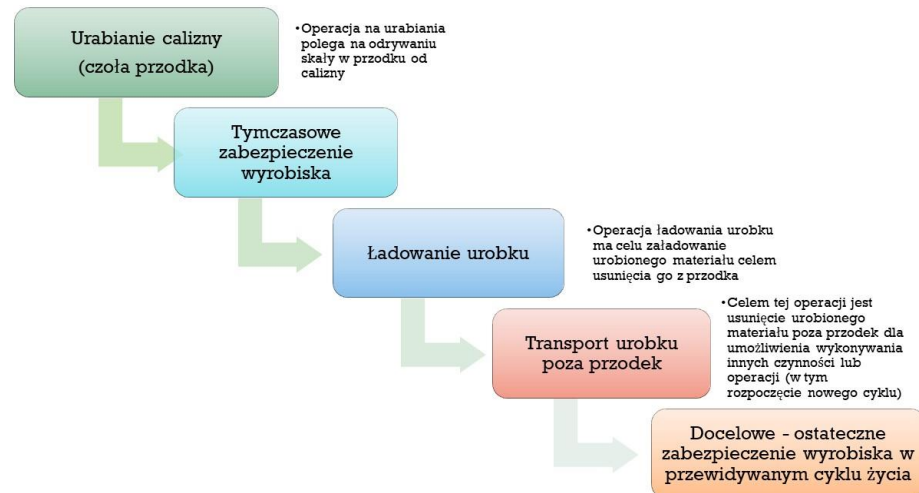
2. Proces drażenia wyrobiska korytarzowego

Wyrobisko korytarzowe to wyrobisko o znacznej, w stosunku do przekroju poprzecznego, długości [1, 7]. Wyrobiska korytarzowe to wszelkie chodniki, sztolnie, przecznice, przekopy, pochylnie (niekiedy do wyrobisk korytarzowych zalicza się szyby i szybiki), także tunele komunikacyjne. Z punktu widzenia celu drażenia wyrobisk korytarzowych to wykonanie w skorupie ziemskiej przestrzeni przeznaczonej do wykonywania różnych form transportu lub przesyłania mediów albo instalacji urządzeń. Cel ten jest taki sam w górnictwie i budownictwie tunelowym.

Proces drażenia wyrobiska jest procesem cyklicznym – zachodzi w nim cykliczne wykonywanie tych samych operacji lub czynności w takiej samej, powtarzalnej kolejności [6, 13].

Podstawowy cykl drażenia wyrobiska korytarzowego to urabianie, ładowanie urobku i transport urobku poza przodek. W trudnych warunkach górnictwo-geologicznych zachodzi konieczność zabezpieczenia wyrobiska przed oberwaniem się skał z ociosów lub stropu wyrobiska przed rozpoczęciem ładowania urobku przez wykonanie obudowy tymczasowej i/lub oberwanie luźnych, spękanych skał [2, 3, 5].

Dla zachowania funkcjonalności (czyli własności użytkowych) wyrobisk w przewidywanym czasie jego funkcjonowania stosuje się przeważnie różnego rodzaju obudowy ostateczne. Na rysunku 1 pokazano ogólną kolejność operacji związanych zawsze z drażeniem wyrobiska korytarzowego.



Rys. 1. Ogólny cykl operacji w procesie drążenia wyrobiska korytarzowego [9]

Należy podkreślić, że współcześnie nadal nie stosuje się obudowy przy drążeniu wyrobisk korytarzowych (chodników) np. w złożach soli kamiennej, czy w niektórych skałach twardych [4, 14, 15].

Nacisk na poprawę efektywności drążenia wyrobisk korytarzowych spowodował, że stosowano niezależnie lub łącznie dwa kierunki działań [13]:

- Skrócenie czasu trwania poszczególnych operacji i czynności w przodku drążonego wyrobiska poprzez zmiany w technologii i/lub ich mechanizację (zwłaszcza w przodkach urabianych za pomocą materiału wybuchowego).
- Dążenie do równoległego wykonywania kilku czynności lub operacji np. przez wprowadzenie kombajnów chodnikowych czyli maszyn realizujących jednocześnie co najmniej dwie operacje: urabiania (mechanicznego) i ładowania urobku.

W obszarze mechanizacji drążenia wyrobisk korytarzowych spowodowało to powstanie kilku linii rozwojowych tych systemów. Należy zauważyć, że dostępne źródła wskazują na marginalne traktowanie zagadnienia mechanizacji wykonywania obudów tymczasowych.

3. Rola obudowy tymczasowej w drążeniu wyrobiska korytarzowego

Tymczasowa obudowa chodnikowa jest stosowana celem doraźnego zabezpieczenia wyrobiska przed niekontrolowanym przemieszczeniem się skał do wyrobiska do czasu jego docelowego zabezpieczenia obudową ostateczną lub kotwieniem. Czasami, kiedy czas pomiędzy odsłonięciem stropu i ociosów drążonego wyrobiska i wykonaniem jego ostatecznego zabezpieczenia (obudowa ostateczna) jest wystarczająco krótki, nie zachodzi potrzeba tymczasowego zabezpieczenia wyrobiska obudową tymczasową.

3.1. Obudowa tymczasowa w wyrobiskach docelowo kotwionych

W drążonych wyrobiskach, z zastosowaniem zaawansowanej mechanizacji robót, jako tymczasowe zabezpieczenie wyrobiska korytarzowego do czasu jego ostatecznego zabezpieczenia przez kotwienie stropu i, niekiedy, ociosów stosuje się dwie podstawowe metody:

- W przodkach urabianych materiałami wybuchowymi - obrywka luźnych brył skalnych w stropie za pomocą narzędzi ręcznych lub wyspecjalizowanych maszyn samojezdnych (rys. 2) w celu doraźnego wyeliminowania zagrożenia opadem skał do czasu wybrania odstrzelonego urobku.



Rys. 2. Samojezdna maszyna do obrywki stropu S324 firmy Getman [17]

- Zastosowanie podpór stropu (mechanicznych – hydraulicznych), będących integralną częścią samojezdnych maszyn kotwiących lub maszyn typu Bolter Miner.

W górnictwie rud surowców skalnych maszyny do obrywki stropu znalazły zastosowanie, także w utrzymaniu kotwionych wyrobisk. Tymczasowe podpory stropu stanowiące integralną część samojezdnych kotwiarek lub kombajnów chodnikowych wyposażonych w kotwiarki także są coraz bardziej popularnym rozwiązaniem.



Rys. 3. Samojezdna kotwiarka firmy J.H.Fletcher z hydrauliczną podporą stropu [16]

Podobnie, jak samojezdne kotwiarki, także kombajny chodnikowe typu Bolter-Miner wyposaża się w hydrauliczne podpory stropu różnej konstrukcji, które spełniają jednocześnie dwie funkcje – tymczasowe podparcie stropu w czasie wiercenia w nim otworów i rozparcie dla stabilizacji maszyny (rys. 4).



Rys. 4. Podpory stropu różnej konstrukcji w kombajnach typu Bolter-Miner [18, 19]

Czasami również na kombajnach chodnikowych z punktowymi organami urabiającymi wyposażonymi w kotwiarki stosuje się tymczasowe podpory stropu (rys. 5).



Rys. 5. Kombajn chodnikowy z tymczasową podporą stropu [22]

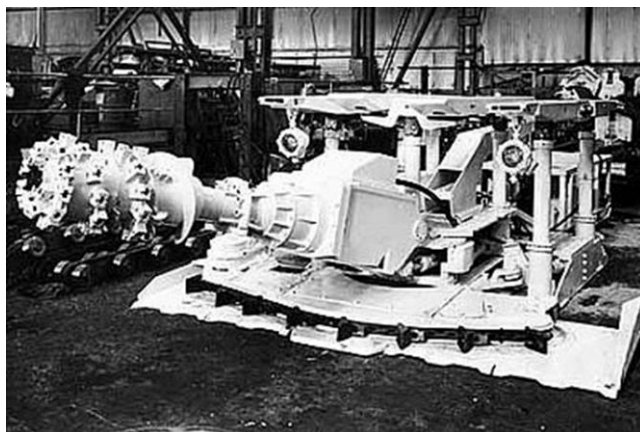
Podstawowym celem stosowania tego typu podpór jest niedopuszczenie do niekontrolowanego rozwarstwiania skał stropowych w trakcie wiercenia otworów na kotwy.

3.2. Obudowa tymczasowa wyrobisk drążonych z ostateczną obudową podporową

W drążonych wyrobiskach korytarzowych, gdzie obudowę ostateczną stanowi obudowa podporowa także stosuje się obudowy tymczasowe. W przodkach drążonych za pomocą materiałów wybuchowych często stosuje się, do czasu wybrania urobku, wysięgnikowe obudowy tymczasowe [1, 13].

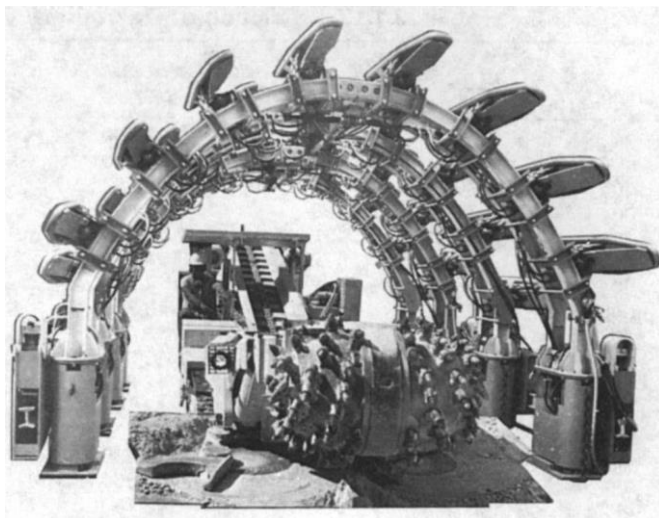
3.3. Zmechanizowana obudowa tymczasowa w przodkach chodnikowych z maszyną urabiającą

W przodkach urabianych mechanicznie i zabezpieczanych docelowo ostateczną obudową podporową podejmowano próby zastosowania zmechanizowanej obudowy tymczasowej. W oparciu o doświadczenia ze zmechanizowaną obudową Dowty Rodjo Shield [20], w wąskich przodkach systemu komorowo-filarowego w górnictwie amerykańskim zastosowano podobne rozwiązanie w Wielkiej Brytanii, tworząc agregat do drążenia chodników o przekroju prostokątnym lub trapezowym.



Rys. 6. Zmechanizowana obudowa chodnikowa zintegrowana z kombajnem chodnikowym firmy Anderson [6]

Podobne rozwiązania z kroczącą zmechanizowaną obudową tymczasową zastosowano także dla drążonych wyrobisk z ostateczną obudową łukową.



Rys. 7. Zmechanizowany system drążenia chodnika z kombajnem ABM-T i zmechanizowaną, tymczasową obudową chodnikową [6]

Niemiecka firma Westfalia Lunen także przedstawiła kilka propozycji zmechanizowanej tymczasowej obudowy chodnika o przekroju łukowym, w tym agregat chodnikowy zintegrowany z kombajnem chodnikowym (rys. 8).



Rys. 8. Zmechanizowane obudowy chodnika opracowane w firmie Westfalia Lunen [6]

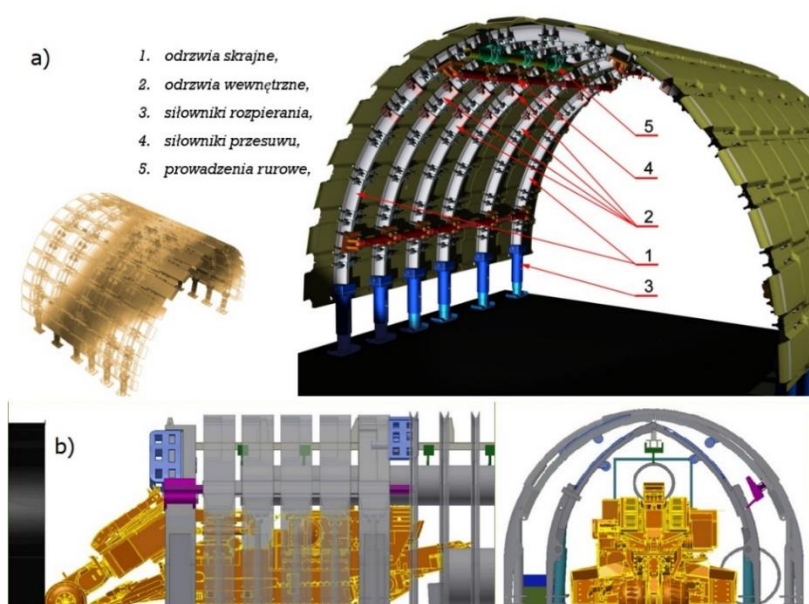
W 2001 roku podjęto w niemieckim górnictwie węglowym próbę wdrożenia automatycznego kompleksu chodnikowego AVSA z tymczasową obudową przodka do drążenia wyrobisk w węglu z ostateczną obudową łukową (rys. 9), rozwiniętą z systemu z ostatecznym kotwieniem stropu.



Rys. 9. Agregat chodnikowy AVSA wyposażony w mechaniczną obudowę tymczasową [21]

Mimo szerokiej akcji promocyjnej rozwiązanie nie rozpowszechniło się, ponieważ nie eliminowało wad poprzednich rozwiązań.

W ostatnich latach także w Polsce [11] podejmowano prace nad tymczasową obudową zmechanizowaną na potrzeby robót przygotowawczych (rys. 10).

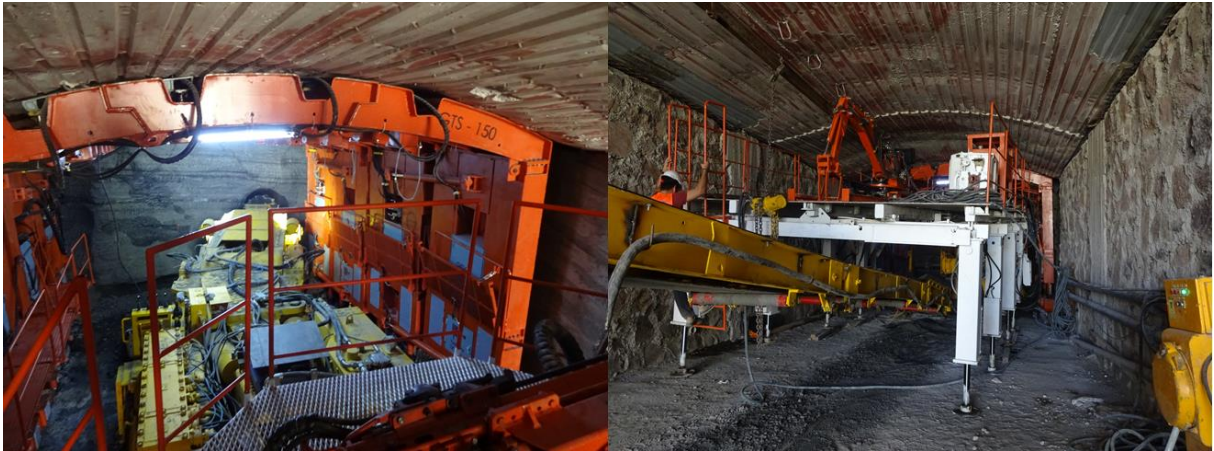


Rys. 10. Opracowane w Polsce tymczasowe chodnikowe obudowy zmechanizowane dla robót przygotowawczych: a) obudowa typu TZOCH-LP9 opracowana w AGH [11], b) koncepcja obudowy opracowana w Famur Institute [opracowanie własne]

Obie obudowy nie wzbudziły zainteresowania potencjalnych użytkowników, mimo iż pierwsza z nich została wyprodukowana.

W 2019 roku w budowanej tureckiej kopalni węgla zastosowano zmechanizowaną, tymczasową obudowę przodka drążonego z zastosowaniem ukraińskiego kombajnu chodnikowego KP-42. Obudowa współpracuje z kroczącym za nią pomostem roboczym wyposażonym w kotwiarę i manipulator do montażu elementów zbrojenia obudowy ostatecznej (zbrojony beton natryskowy + kotwienie).

Drażone wyrobisko wykonywano jako udostępniające ze stałą niwelacją i kierunkiem na długości około 1000 m. Stały jest także kształt i wymiary przekroju poprzecznego wyrobiska.



Rys. 11. Zmechanizowana tymczasowa obudowa i kroczący pomost roboczy w drażonej upadowej w kopalni YapiTec Maden [opracowanie własne]

Po rocznym okresie eksploatacji okazało się, że rozwiązanie sprawia bardzo dużo problemów związanych z kotwieniem zruszonego stropu za strefą pompowaną obudową kroczącą. Spowodowało to konieczność wstrzymania postępu przodka.

4. Doświadczenia w stosowaniu tymczasowej obudowy zmechanizowanej w drażeniu wyrobisk korytarzowych

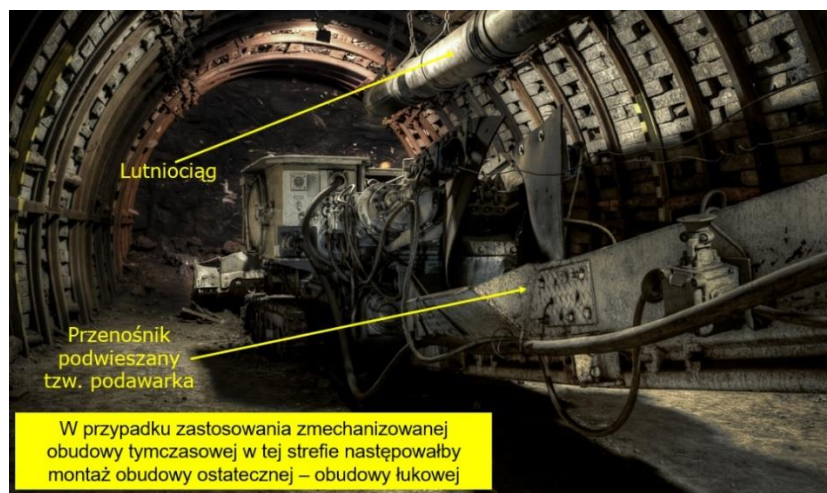
Pomimo wielokrotnie powtarzanych prób zastosowania zmechanizowanej obudowy tymczasowej w drażonych przodkach, z zastosowaniem kombajnów chodnikowych, nie zakończyły się one rozpowszechnieniem. Po krótkotrwałej próbną eksploatacji rezygnowano z takiego rozwiązania. W przypadku kopalni YapiTec Maden w Turcji istnieje możliwość bezpośredniej oceny zastosowania tymczasowej zmechanizowanej obudowy chodnikowej. W kopalni tej, w tym samym czasie, rozpoczęto w takich samych warunkach drażenie dwóch równoległych upadowych za pomocą kombajnów chodnikowych, a w jednej zastosowano obudowę zmechanizowaną. Przodek bez tymczasowej zmechanizowanej obudowy chodnikowej, w porównywalnym czasie, uzyskał dwukrotnie większy postęp i nie wystąpiły problemy z utrzymaniem wyrobiska lub montażem obudowy ostatecznej.

5. Podsumowanie

W robotach górniczych, gdzie stosuje się kotwienie stropu i ociosów drażonego wyrobiska tymczasowe podpory stropu są stosowane jako element wyposażenia samodzielnych kotwiarek oraz kompleksowych maszyn typu Bolter Miner. Pomimo wieloletnich prób nie wprowadzono do regularnego stosowania zmechanizowanych obudów tymczasowych w drażonych chodnikach z ostateczną obudową podporową (łukową, trapezową czy prostokątną). Nadal podejmowane są jednak próby opracowania nowych rozwiązań takich obudów tymczasowych, ponieważ jest to element postrzegany jako droga do zwiększenia efektywności drażenia takich chodników. Przez analogię postrzega się zmechanizowaną obudowę w drażonych chodnikach, tak samo jak zmechanizowaną obudowę ścianową. Powody, dla których tymczasowe obudowy zmechanizowane przodków chodnikowych nie rozpowszechniły się:

1. Instalacja zmechanizowanej obudowy chodnikowej wymaga dodatkowego czasu i dodatkowej specjalnie przygotowanej przestrzeni (wyrobiska) dla jej montażu.

2. Po zakończeniu drążenia wyrobiska pozostaje strefa podparta tymczasową obudową zmechanizowaną, którą trudno zastąpić obudową ostateczną – trzeba połączyć wykonanie obudowy ostatecznej z demontażem zmechanizowanej obudowy tymczasowej. Po zakończeniu drążenia konieczny jest demontaż zmechanizowanej obudowy tymczasowej i jej wytransportowanie – co w przypadku wyrobisk górniczych wymaga rozwiązania problemu ostatecznego zabezpieczenia wyrobiska w miejscu demontażu obudowy zmechanizowanej. Wymaga to także czasu, w którym wyrobisko wyłączone jest z użytkowania.
3. Przy zastosowaniu zmechanizowanej obudowy chodnikowej bardzo utrudnione jest wprowadzanie zmian w kierunku drążenia lub jego nachylenia w ślad za pokładem. Problem ten jest szczególnie istotny w przypadku wyrobisk przeznaczonych do zabudowy przenośników taśmowych, gdzie zmiana kierunku drążenia nie może być realizowana po trasie łukowej.
4. Przystawianie obudowy tymczasowej wiąże się przeważnie z wielokrotnym „pompowaniem” stropu i jego niszczeniem.
5. Montaż obudowy ostatecznej (np. łukowej) będzie wykonywany pod naruszonym stropem i w strefie, gdzie przestrzeń jest ograniczona przez obecność maszyn (np. kombajn, przenośniki) i instalacje (lutnie, rury etc.) (rys. 12). W samym przodku takie utrudnienia nie występują.
6. Konstrukcja tymczasowej, chodnikowej obudowy zmechanizowanej w praktyce uniemożliwia, wynikające z przeznaczenia, zmiany wymiarów wyrobiska, a w tym wykonywanie skrzyżowań, wlotów, wnęk itp. maszyną urabiającą w trakcie drążenia.



Rys. 12. Strefa na końcu kombajnu chodnikowego, gdzie w przypadku jej zastosowania znajdowałyby się koniec tymczasowej zmechanizowanej obudowy chodnikowej [opracowanie własne]

Powyższe powody sprawiają, że zmechanizowane chodnikowe obudowy tymczasowe nie znajdują powszechnego zastosowania w drążonych wyrobiskach korytarzowych z zastosowaniem ostatecznej obudowy podporowej. Nie znajdują także miejsca w literaturze dotyczącej mechanizacji drążenia wyrobisk korytarzowych i budownictwa tunelowego [8, 10].

Powtarzane od lat próby opracowania takich obudów wynikają z niewątpliwego sukcesu zmechanizowanych obudów ścianowych. Należy jednak postawić pytanie czy oczekiwane funkcjonalności tymczasowej zmechanizowanej obudowy chodnikowej i zmechanizowanej obudowy ścianowej są takie same?



Literatura

1. Chudek M., Głuch P., Szczepaniak Z.: Drażenie wyrobisk korytarzowych. Skrypty Uczelniane nr 1449. Politechnika Śląska w Gliwicach, Gliwice 1988.
2. Chudek M.: Obudowa wyrobisk górniczych. Część 1 Obudowa wyrobisk korytarzowych i komorowych. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1975.
3. Chudek M.: Seria; Górnictwo tom VII Obudowa wyrobisk. Część 2. Obudowa kamienna, metalowa i mieszana. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1968.
4. Fritsche C.H. (1982): Lehrbuch der Bergbaukunde mit besonderer Berücksichtigung des Steinkohlenbergbaus. Zehnte Auflage/Zweiter Band. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York.
5. Galvin J.M.: Ground Engineering - Principles and Practices for Underground Coal Mining. Springer International Publishing Switzerland 2016.
6. Gertsch R.E., Bullock R.L. (1998): Techniques in Underground Mining. Selections From Underground Mining Methods Handbook. Society for Mining, Metallurgy and Exploration, Inc (SME), Littleton.
7. Gisman St.: Ilustrowany górniczy słownik encyklopedyczny. Wydawnictwo Górnico-Hutnicze, Stalinogród (Katowice) 1955.
8. Klich A. [red.]: Maszyny i urządzenia dla inżynierii budownictwa podziemnego. Wyrobiska korytarzowe i szybowe w górnictwie. „Śląsk” Sp. z o.o. Wydawnictwo Naukowe, Katowice 1999.
9. Korski J.: Zastosowanie kombajnów typu Bolter Miner w warunkach polskich kopalń - uwarunkowania i ograniczenia. In: Momography (2018): Innowacyjne techniki i technologie – Bezpieczeństwo – Efektywność – Niezawodność (Monografia nr 2/119). Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice.
10. Kotwica K., Klich A.: Maszyny i urządzenia do drażenia wyrobisk korytarzowych i tunelowych. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2011.
11. Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T.: Badania stanowiskowe tymczasowej zmechanizowanej obudowy chodnikowej TZOCH-ŁP9 — Testing stand examinations of mechanized roadway temporary support TZOCH-ŁP9 In: Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego : monografia. Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Sp. z o.o.. — Łędziny : CBiDGP Sp. z o.o., 2013 Pp.121–132.
12. Lesiecki W., Regulski W.: Urabianie złóż. Część 3. Urabianie kombajnami. Seria: Górnictwo Tom 5. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1957.
13. Przybyła H., Chmiela A.: Technika i organizacja w robotach przygotowawczych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
14. Malyshev YU.N., Mikheyev O.V.: Novyye tekhnologicheskiye i tekhnicheskiye resheniya podzemnoy ugledobychi. "Gornaya Kniga" Izdatel'stvo moskovskogo gosudarstvennogo gornogo universiteta, Moskva 2004.
15. Mikheyev O.V., Nekrasov V.V., Popkov M.P.: Novyye tekhnologicheskiye resheniya po vskrytiyu, podgotovke i otrabotke ugol'nykh mestorozhdeniy Kuzbassa. "Gornaya Kniga" Izdatel'stvo moskovskogo gosudarstvennogo gornogo universiteta, Moskva 2002.
16. <https://www.worldcoal.com/product-news/05092014/world-coal-fletcher-underground-dust-control-systems-1292/> [dostęp 15.09.2020]
17. <https://www.getman.com/products/mechanical-scalers> [dostęp 10.08.2020]
18. <https://www.directindustry.com/prod/joy-mining-machinery/product-55670-1779855.html> [dostęp 10.08.2020]
19. https://www.google.com/search?q=bolter+Miner&tbm=isch&ved=2ahUKEwj0diN9ovsAhXFySoKHX3EBPcQ2-cCegQIABAA&oeq=bolter+Miner&gs_lcp=CgNpbWcQAzIECCMQJzIECAAQHjIE



20. <https://www.dowtyheritage.org.uk/content/dowty-group/mining/rodjo-shield-self-advancing-support-system> [dostęp 20.03.2020].
21. Matusche T., Stratmann T.: AVSA - Parallelised bolting and cutting in roadways with arch supports. (<https://www.researchgate.net/publication/296239410>).
22. <https://www.made-in-china.com/showroom/hebeijikai/product-detaileNBmYsvlMpkd/China-Jikai-Ebz160m-Coal-Mine-Bolter-Miner-Tunneling-Machine-Roadheader-Equipment.html> [dostęp 10.08.2020].



System do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej z szeregu i wytransportowania jej z wyrobiska w procesie likwidacji ściany wydobywczej

Krzysztof Turczyński - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Jacek Gerlich - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Janusz Olek - P.G. SILESIA Sp. z o.o.

Lukasz Husak - P.G. SILESIA Sp. z o.o.

Dariusz Nowaczewski - LW Bogdanka S.A.

Streszczenie: W rozdziale omówiono podstawowe problemy jakie występują w procesie wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej ze ściany i jej transportu do chodnika nadścianowego. Przedstawiono także dotychczas stosowane środki techniczne oraz sposoby wybudowy sekcji. Przeanalizowano metody transportu sekcji z likwidowanej ściany. Przedstawiono w pracy trzy warianty koncepcji innowacyjnego systemu do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej ze ściany i jej wytransportowania z wyrobiska. W koncepcji systemu do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej w procesie likwidacji ściany wydobywczej przewiduje się wykorzystanie dwóch sekcji asekuracyjnych, połączonych za pomocą belek układu przesuwnego ze specjalną płytą, umożliwiającą obrót wybudowywanej sekcji. Do sekcji asekuracyjnej zabudowanej przy ociosie węglowym przyłączona jest belka wspomagająca proces wybudowy sekcji z szeregu. Po ustawieniu jej na specjalnej płycie, równoległe do ociosu węglowego następuje załadunek na odpowiedni środek transportu. Omówiono w rozdziale, zidentyfikowane na etapie prac koncepcyjnych, wady i zalety opracowanych wariantów systemu wybudowy i transportu sekcji obudowy zmechanizowanej.

Słowa kluczowe: górnictwo, likwidacja ściany wydobywczej, sekcja obudowy zmechanizowanej, wybudowa sekcji obudowy, sekcja asekuracyjna

System for withdrawal of powered roof support from a row and its transportation from the mine working during the longwall panel liquidation

Abstract: The main problems of withdrawal of powered roof support from a row and its transportation from the longwall to the tailgate are discussed. Technical measures and the methods used so far for roof support withdrawal are presented. The methods for transportation of the roof support from the liquidated longwall panel are analysed. Three variants of the innovative system for withdrawal of a powered roof support from a row and its transportation from the longwall are presented. Two assurance roof supports connected with a special platform using the beams of advancing system are used in this concept. The platform has to enable rotation of the withdrawn roof support. The beam supporting the withdrawal process is connected to the assurance roof support installed at the coal side wall. After its positioning in parallel to the side coal wall on a special platform, it is loaded on the proper transportation mean. Disadvantages and advantages of the developed variants of the withdrawal system at the stage of conception work is discussed.

Keywords: mining industry, longwall panel liquidation, powered roof support, withdrawal of the roof support, assurance roof support

1. Wprowadzenie

Efektywność użytkowania maszyn i urządzeń wchodzących w skład kompleksu ścianowego jest w istotnym stopniu uzależniona od sprawności procesu likwidacji ściany wydobywczej i zbrojenia nowego wyrobiska eksploatacyjnego. Ze względu na złożoność poszczególnych operacji i towarzyszące im zagrożenie bezpieczeństwa, proces przemieszczania wyposażenia kompleksu ścianowego jest przedmiotem badań w zakresie analizy ryzyka [1] i racjonalnego planowania robót przy przezbrajaniu ściany [2]. Ze względu na znaczną masę sekcji obudowy zmechanizowanej i dużą ich liczbę, operacje wybudowy i transportu sekcji do nowego wyrobiska wymagają specjalnego przygotowania, zarówno

w aspekcie organizacyjnym, jak również sprzętowym [3, 4, 5, 6]. Należy w tym celu wydzielić w wyrobisku stosunkowo szerokie pole transportowe. Strop w rejonie sekcji wybudowywanej z szeregu zabezpiecza się za pomocą sekcji asekuracyjnej [7]. Stosowane są również specjalne, mobilne sekcje asekuracyjne [8, 9].

W projekcie likwidacji wyrobiska ścianowego (np.: [10]) określa się szczegółowo schemat obudowy pola transportowego. Ponadto ewentualne wyrwy w stropie powstałe nad polem transportowym wypełnia się za pomocą polimerowych żerdzi [11].

Od ponad 30. lat w górnictwie amerykańskim rozwijana jest technologia wybudowy i transportu sekcji z wykorzystaniem pojazdów gąsienicowych *Petito Mule* [12]. Zastosowanie tych pojazdów, w porównaniu z tradycyjną technologią wybudowy i transportu sekcji za pomocą kołowrotów, zwiększyło do 20 na dobę, średnią liczbę sekcji wytransportowanych z wyrobiska oraz poprawiło bezpieczeństwo pracy załogi [13]. Niestety niedogodności tej technologii, takie jak:

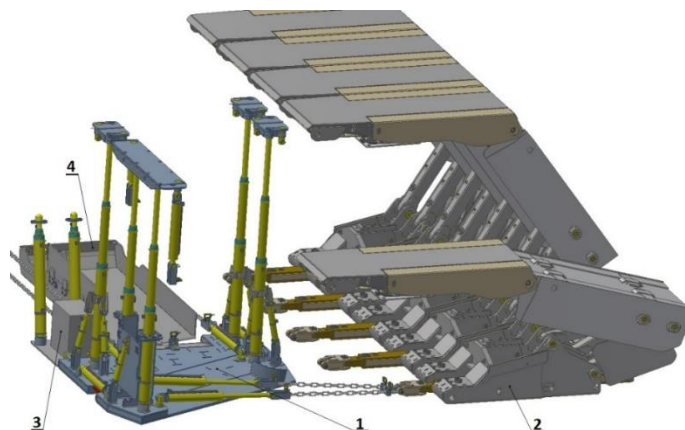
- konieczność znacznego zwiększenia szerokości dróg transportowych,
- konieczność wzmocnienia spągu w wyrobiskach, którymi poruszają się pojazdy,
- skomplikowana organizacja miejsc przeładunku sekcji na urządzenia transportujące je do komory montażowej [13],

sprawiają, że nie można jej stosować w kopalniach o tradycyjnej strukturze i przekroju wyrobisk. Wyżej wymienione ograniczenia dotyczą również zastosowania pojazdów oponowych [6].

W warunkach, w których zastosowanie pojazdów oponowych czy gąsienicowych nie jest możliwe, stosowane są technologie wybudowy i transportu sekcji wykorzystujące kołowroty i kolejki podwieszane lub spągowe [14, 15, 16].

Opracowano szereg odmian i technologii wybudowy sekcji w zależności od lokalnych warunków geologiczno-górnictwowych oraz wyposażenia w urządzenia ułatwiające ten proces [17, 18, 19].

Wykorzystując zebrane doświadczenia ruchowe w Zakładzie Obudów Zmechanizowanych Instytutu Techniki Górniczej KOMAG opracowano system wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej i jej transportu z likwidowanego wyrobiska, z wykorzystaniem specjalnego urządzenia do wybudowy i obrotu sekcji oraz do jej bezpiecznego i szybkiego transportu do głównego chodnika transportowego (rys. 1) [6]. Opracowując omawiany system uwzględniono doświadczenia ruchowe kopalń w tym zakresie.



Rys. 1. System do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej w procesie likwidacji ściany wydobywczej z wykorzystaniem specjalnego urządzenia do wybudowy i załadunku sekcji [13]

System ten wykorzystuje specjalne urządzenie do wybudowy i załadunku sekcji obudowy na płytę transportową typ UWZ-1 (poz. 1). Urządzenie to wyposażone jest w mocowanie zwrotni przeciagarki (poz. 3). System ten wspomaga proces wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej (poz. 2) od momentu jej zrabowania, do momentu wyciągnięcia sekcji na płycie transportowej (poz. 4), na chodnik, za pomocą przeciagarki łańcuchowej.

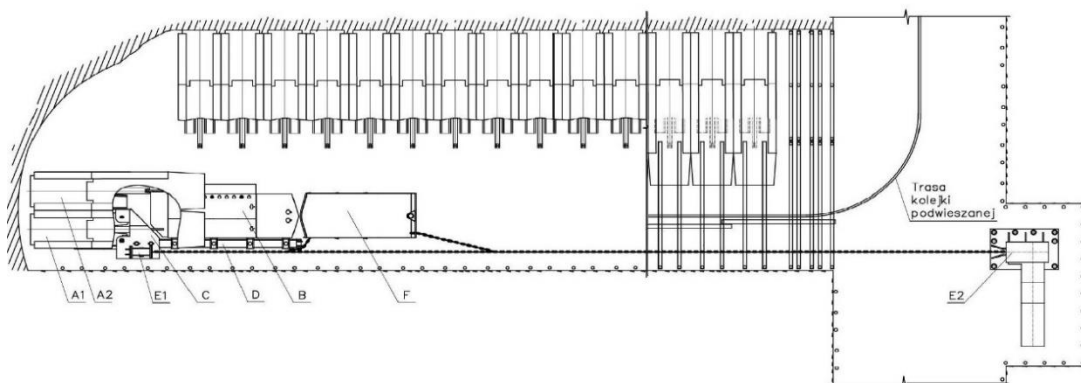
Opracowanie tego systemu, a także zainteresowanie ze strony potencjalnych odbiorców spowodowało, że prace w tym zakresie były kontynuowane. Wynikiem prac jest opracowana w Zakładzie Obudów Zmechanizowanych ITG KOMAG koncepcja innowacyjnego systemu do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej z szeregu i wytransportowania jej z wyrobiska [20], będąca przedmiotem niniejszej monografii. Opracowany system uwzględnia wymagania szeregu przepisów w tym zakresie [21, 22, 23, 24, 25, 26].

2. Koncepcja innowacyjnego systemu do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej z szeregu i wytransportowania jej z wyrobiska

Uwzględniając doświadczenia ruchowe związane z eksploatacją urządzeń do wybudowy sekcji z wykorzystaniem sekcji asekuracyjnych (w kopalniach wykorzystuje się 1 lub 2 sekcje asekuracyjne) i z pozyskanych danych z kopalń, opracowano trzy warianty systemu do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej w procesie likwidacji ściany wydobywczej z wykorzystaniem zespołu 2 sekcji asekuracyjnych.

WARIANT I

Na rysunku 2a przedstawiono wariant I koncepcji systemu do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej w procesie likwidacji ściany wydobywczej z wykorzystaniem zespołu sekcji asekuracyjnych wyposażonego w belkę, wspomagającą wybudowę sekcji obudowy oraz zespół płyt przesuwnych umożliwiających obrót wybudowanej sekcji.



Rys. 2a. Koncepcja systemu do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej w procesie likwidacji ściany wydobywczej z wykorzystaniem zespołu sekcji asekuracyjnych – wariant I [13]

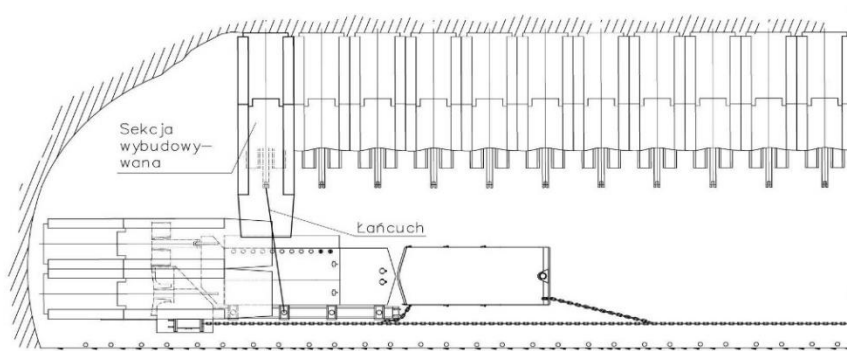
A1, A2 – sekcje asekuracyjne, B - zespół płyt przesuwnych, C - zespół zabezpieczenia belki, D – belka, E1 – zwrotnia, E2 – część napędowa przeciagarki łańcuchowej, F – płyta transportowa

W wariantcie I zespół sekcji asekuracyjnych składa się z dwóch sekcji (A1 i A2) ustawionych obok siebie, w tunelu transportowym, wzdłuż obcinki ścianowej. Sekcje A1 i A2 są połączone układami przesuwными z zespołem płyt przesuwnych (B). Do spągnic sekcji asekuracyjnej (A1) zabudowany jest za pomocą sworzni zespół zabezpieczenia (C) belki. Zespół zabezpieczenia (C) belki stanowi podstawę sekcji asekuracyjnej i posiada otwór do mocowania belki (D). Zadaniem belki (D) jest wspomaganie wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej z szeregu. Zespół zabezpieczenia (C) jest połączony

z belką (D) sworzniami. W wariantcie I do transportu sekcji obudowy zmechanizowanej z obcinki ścianowej do głównego chodnika transportowego wykorzystuje się przeciągarkę łańcuchową. Zwrotnia (E1) przeciągarki łańcuchowej połączona jest nierozłącznie z zespołem zabezpieczenia (C), zaś część napędowa (E2) zabudowana jest w chodniku transportowym. System ten wyposażono ponadto w płytę transportową (F), która połączona jest odcinkami łańcucha z łańcuchem pociągowym przeciągarki łańcuchowej. W wariantcie tym zamiast przeciągarki łańcuchowej można zastosować kołowrót. W tym celu w chodniku transportowym zamiast napędu (E2) należy zabudować kołowrót podstawowy, który będzie umożliwiał wyciągnięcie sekcji z obcinki ścianowej do głównego chodnika. W miejscu zwrotni (E1) przewiduje się zabudowę dodatkowego kołowrotu. Zadaniem tego kołowrotu będzie przemieszczenie początku liny kołowrotu podstawowego, po wyciągnięciu sekcji na chodnik, w miejsce załadunku wybudowanej sekcji z szeregu.

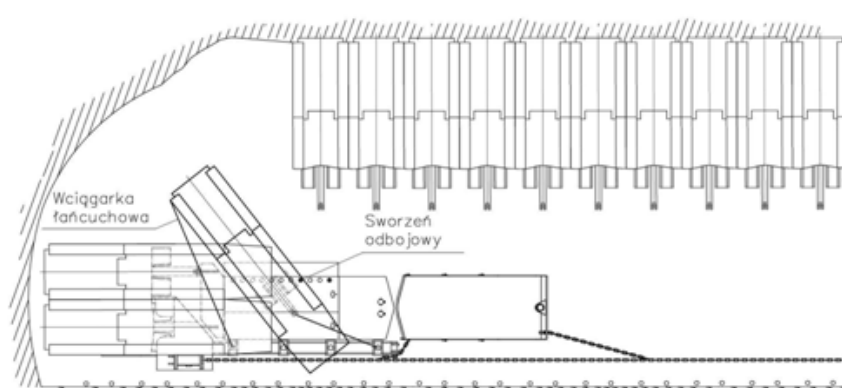
Zasada pracy systemu w wariantcie I

W położeniu wyjściowym ustawienie zespołu sekcji asekuracyjnych musi umożliwiać wybudowę ostatniej sekcji obudowy z szeregu (rys. 2b). Sekcje asekuracyjne powinny być rozparte a sekcja wybudowana zrabowana. Układ przesuwany wybudowywanej sekcji obudowy połączony jest łańcuchem z belką wspomagającą.



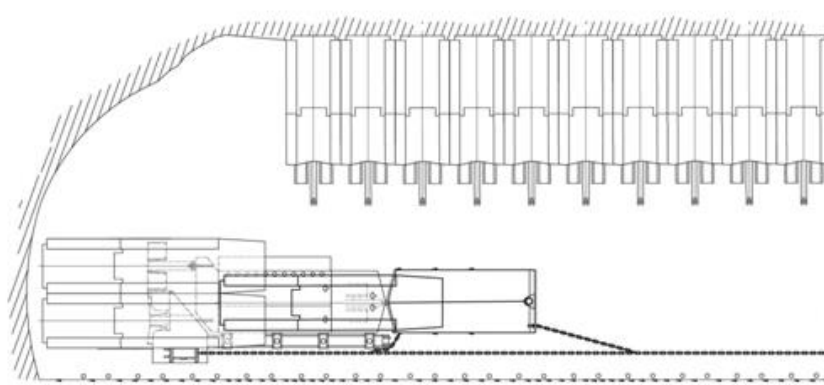
Rys. 2b. System przygotowany do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej [13]

W pierwszym etapie sekcja obudowy za pomocą swojego układu przesuwego jest wciągana na zespół płyt. Zmieniając miejsce mocowania łańcucha na belce wspomagającej i wykorzystując sworznie odbojowe zabudowane na jednej z płyt, wybudowana sekcja jest wyciągana z szeregu i obracana, a następnie wciągana na zespół płyt przesuwanych (rys. 2c).



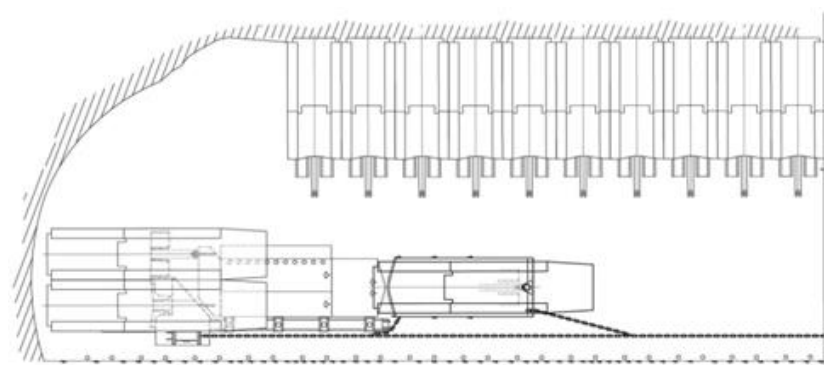
Rys. 2c. Wciąganie i obracanie sekcji na zespół płyt [13]

W celu obrócenia przesuwanej sekcji oraz ustawienia jej w osi tunelu transportowego można dodatkowo podciągać sekcję obudowy przy użyciu wciągarki mechanicznej, zabudowanej pomiędzy belką wspomagającą a uchwyty transportowymi na osłonie odzawałowej lub spągnicy wybudowanej sekcji. Do dalszego przesuwania sekcji po zespole płyt, kiedy już nie ma możliwości wykorzystania belki wspomagającej, należy wykorzystać dodatkowe, wymienne, obrotowe gniazda, mocowane do zespołu płyt przesuwnych (rys. 2d).



Rys. 2d. Sekcja ustawiona równoległe do ociosu na zespole płyt [13]

Po wciągnięciu sekcji na zespół płyt przesuwnych i ustawieniu jej w osi zespołu płyt, należy wciągnąć ją na płytę transportową. Płyta ta jest zakotwiona dodatkowym stojakiem indywidualnym zabezpieczającym ją przed przemieszczaniem. Stojak ten należy usunąć kiedy sekcja zostanie wciągnięta na płytę (rys. 2e).

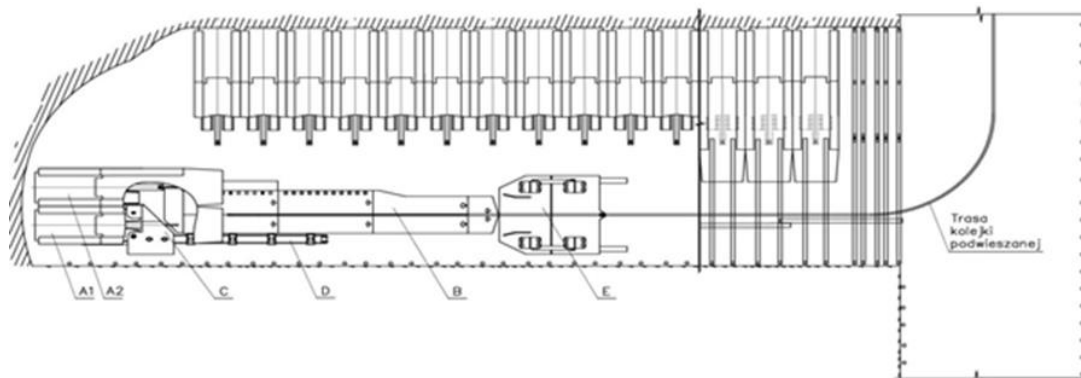


Rys. 2e. Sekcja ustawiona na płycie transportowej [13]

W kolejnym etapie pracy następuje przeciąganie płyty transportowej z wybudowaną sekcją w tunelu transportowym za pomocą przeciągarki łańcuchowej. W rejonie głównego chodnika transportowego wykonuje się przeładunek wybudowanej sekcji obudowy z płyty transportowej na końcowy środek transportu (np. kolejkę podwieszaną). Następnie przesuwane są zespoły systemu znajdujące się w rejonie wybudowy sekcji. Sekcje asekuracyjne przesuwać zespół płyt przesuwnych przy użyciu swych układów przesuwnych. W kolejnym etapie sekcję asekuracyjną od strony czoła obcinki ścianowej należy zrabować, przesunąć i rozprzeć. Po wykonaniu tych czynności kolejną wybudowaną sekcję trzeba zrabować do minimalnej wysokości. Następnie drugą sekcję asekuracyjną należy zrabować, przesunąć i rozprzeć. Po wykonaniu wcześniejszych prac należy przeciągnąć płytę transportową wzdłuż obcinki ścianowej do położenia przy zespole płyt przesuwnych. Położenie płyty transportowej względem zespołu płyt przesuwnych jest korygowane przy użyciu dodatkowych siłowników mocowanych w wymiennych obrotowych gniazdach, montowanych na zespole płyt przesuwnych. Po zakończeniu tych operacji system przygotowany jest do wybudowy kolejnej sekcji z szeregu.

WARIANT II

Na rysunku 3a przedstawiono wariant II koncepcji systemu do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej w procesie likwidacji ściany wydobywczej.



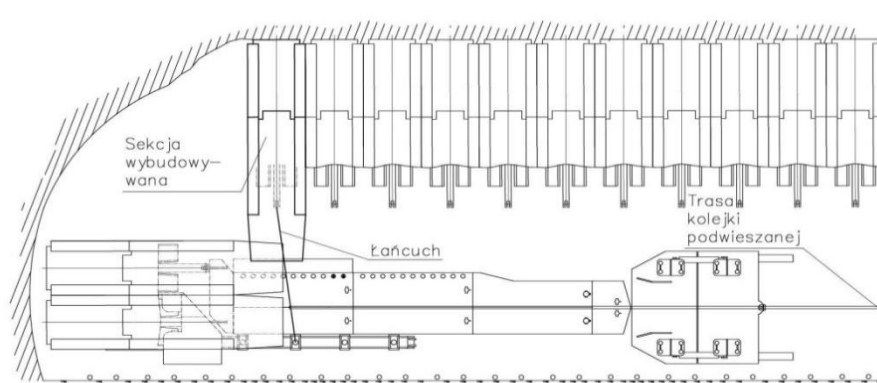
Rys. 3a. Koncepcja systemu do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej w procesie likwidacji ściany wydobywczej z wykorzystaniem zespołu sekcji asekuracyjnych – wariant II [13]

A1, A2 – sekcje asekuracyjne, B - zespół płyt przesuwanych, C - zespół zabezpieczenia belki, D – belka, E - urządzenie przesuwno-nadążne

Wariant II różni się tym od wariantu I, że oprócz elementów używanych w wariacie I, przewiduje się zastosowanie dodatkowego urządzenia przesuwno-nadążnego (E) usytuowanego przed zespołem płyt przesuwanych. Zadaniem urządzenia (E) jest stworzenie stacji załadunkowej oraz dodatkowego zabezpieczenia rejonu załadunku wybudowanej sekcji obudowy zmechanizowanej na środek transportu. W wariacie II do transportu sekcji obudowy zmechanizowanej z obcinki ścianowej do głównego chodnika transportowego wykorzystuje się kolejkę podwieszaną. Długość zespołu płyt przesuwanych oraz położenie urządzenia przesuwno-nadążnego są uzależnione od wymiarów poszczególnych elementów kolejki podwieszanej (położenia belki nośnej kolejki podwieszanej).

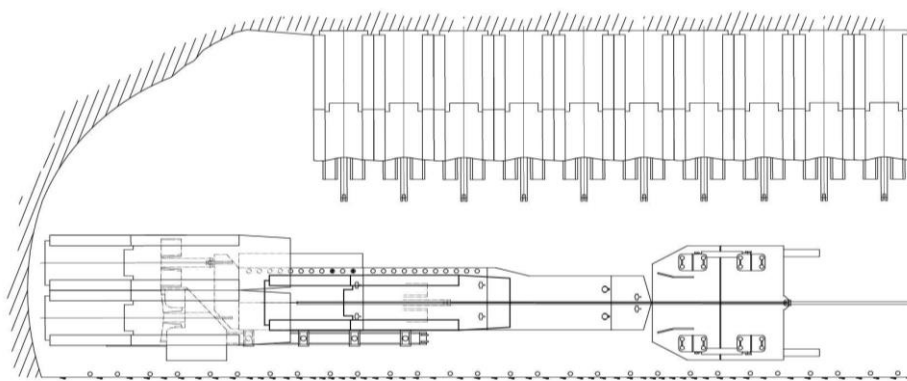
Zasada pracy systemu w wariacie II

W położeniu wyjściowym sekcje asekuracyjne powinny być rozparte i ustawione tak, aby możliwa była wybudowa zrabowanej sekcji z szeregu (rys. 3b).



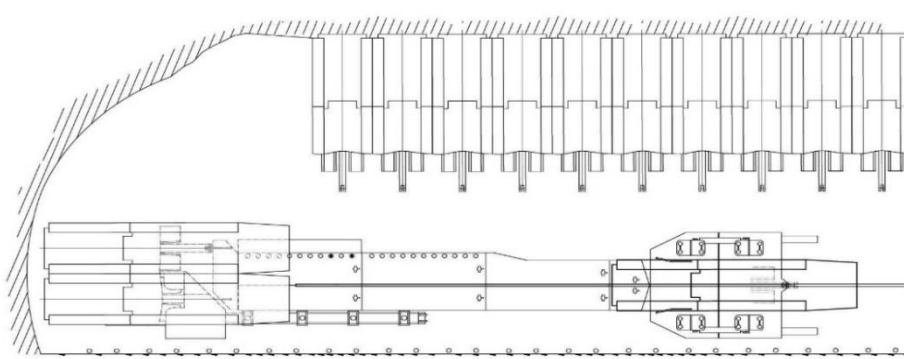
Rys. 3b. System przygotowany do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej [13]

Wciąganie, obracanie i ustawienie sekcji z szeregu za pomocą zespołu sekcji asekuracyjnych przebiega tak samo jak w wariacie I (rys. 2c i 2d). Sekcję wybudowaną, ustawioną równolegle do ociosu, przygotowaną do dalszego przesuwania jej po płycie zespołu, przedstawiono na rysunku 3c.



Rys. 3c. Sekcja wybudowana ustawiona równolegle do ociosu na zespole płyt [13]

Po przeciągnięciu wybudowanej sekcji na koniec zespołu płyt przesuwanych, należy wciągnąć ją na urządzenie przesuwno-nadążne. W tym celu wykorzystywane są dodatkowe, wymienne, obrotowe gniazda, mocowane do spągnic powyższego urządzenia (rys. 3d).

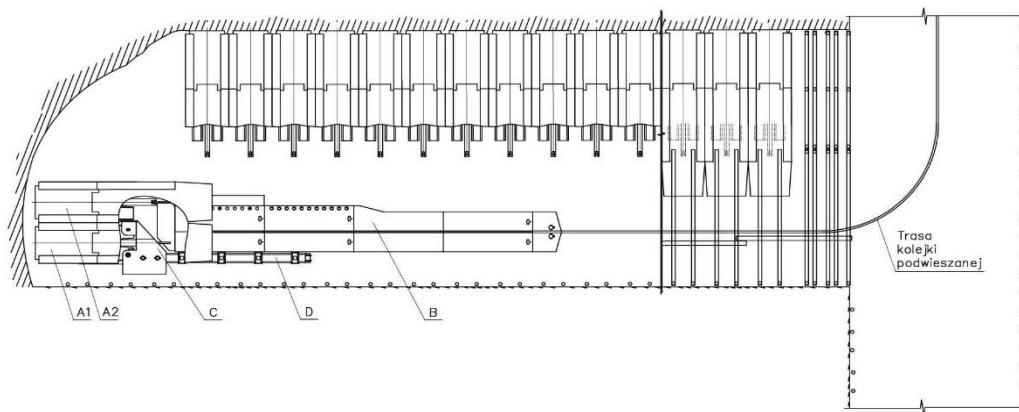


Rys. 3d. Sekcja wybudowana wciągnięta równolegle do urządzenia przesuwno-nadążnego [13]

Po wciągnięciu sekcji obudowy na urządzenie przesuwno-nadążne następuje jej załadunek na kolejkę podwieszaną. Po czym sekcja jest wytransportowana do nowego rejonu. Urządzenie przesuwno-nadążne przesuwa się (kroczy) do nowego położenia pracy. Następnie przesuwane są zespoły systemu, w taki sam sposób jak w wariantcie I. Po wykonaniu tych czynności system przygotowany jest do wybudowy kolejnej sekcji z szeregu (rys. 3a).

WARIANT III

Na rysunku 4a przedstawiono wariant III koncepcji systemu do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej w procesie likwidacji ściany wydobywczej.



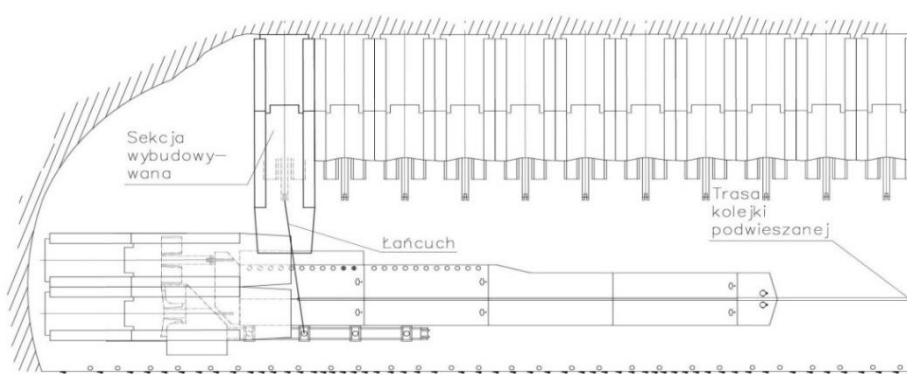
Rys. 4a. System do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej w procesie likwidacji ściany wydobywczej z wykorzystaniem zespołu sekcji asekuracyjnych – wariant III [13]

A1, A2 – sekcje asekuracyjne, B - zespół płyt przesuwanych, C - zespół zabezpieczenia belki, D – belka

Wariant III różni się tym od wariantu II, że oprócz elementów używanych w wariacie II, proponuje się, zamiast dodatkowego urządzenia przesuwno-nadążnego, wydłużyć zespół płyt przesuwanych o kolejne człony tak, by ostatni był w miejscu załadunku sekcji. Długość zespołu płyt przesuwanych uzależniona jest od wymiarów poszczególnych elementów kolejki podwieszanej (położenia belki nośnej kolejki podwieszanej).

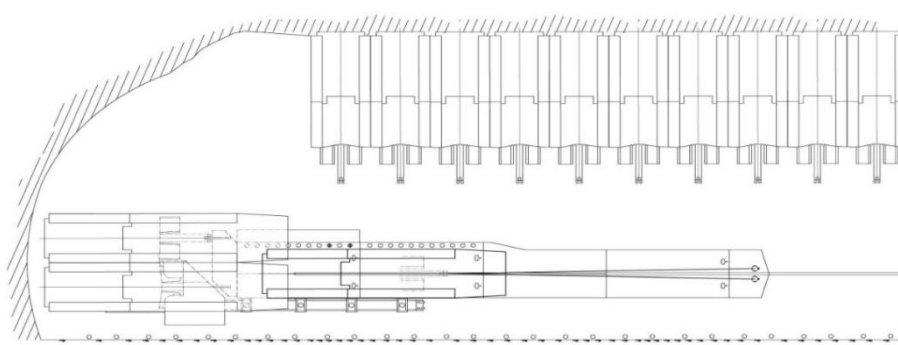
Zasada pracy systemu w wariacie III

Sekcje asekuracyjne w położeniu wyjściowym powinny być rozparte i ustawione tak, aby możliwa była wybudowa zrabowanej sekcji z szeregu (rys. 4b).



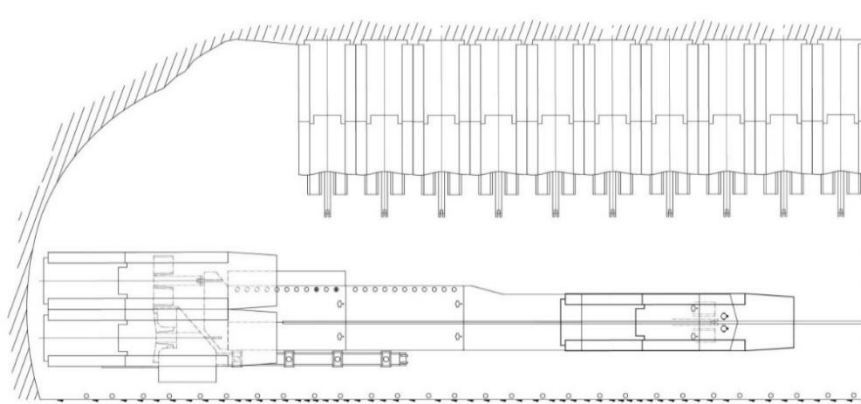
Rys. 4b. System przygotowany do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej [13]

Wciąganie, obracanie i ustawienie sekcji z szeregu za pomocą zespołu sekcji asekuracyjnych wykonuje się tak samo jak w wariacie I (rys. 2c i 2d). Sekcję wybudowaną, ustawioną równoległe do ośosu, przygotowaną do dalszego przesuwania jej po płycie zespołu, przedstawiono na rysunku 4c.



Rys. 4c. Sekcja wybudowana ustawiona równoległe do ościsłu na zespole płyt [13]

Po wciągnięciu wybudowanej sekcji na zespół płyt przesuwanych i ustawieniu jej w osi zespołu płyt należy ją przeciągnąć w miejsce załadunku na kolejkę podwieszaną (rys. 4d).



Rys. 4d. Sekcja wybudowana w miejscu załadunku na kolejkę podwieszaną [13]

Po załadunku sekcji obudowy na kolejkę podwieszaną jest ona transportowana do nowego rejonu. Następnie przesuwane są zespoły systemu w taki sam sposób jak w wariantcie I. Po wykonaniu tych czynności system przygotowany jest do wybudowy kolejnej sekcji z szeregu.

3. Podsumowanie

W monografii przedstawiono trzy warianty (rys. 2a, 3a i 4a) koncepcji systemu do wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej i wytransportowania jej z wyrobiska w procesie likwidacji ściany wydobywczej, z wykorzystaniem zespołu dwóch sekcji asekuracyjnych. Każdy z wariantów umożliwia mechanizację tego procesu, który wcześniej był wykonywany z dużo większym nakładem pracy i czasu.

Do wspólnych zalet zaprezentowanych wariantów należy zaliczyć:

- poprawę bezpieczeństwa pracy załogi dzięki dodatkowemu podparciu i zabezpieczeniu stropu przez stropnice sekcji asekuracyjnych,
- możliwość obrotu wybudowanej sekcji na zespole płyt przesuwanych,
- zastosowanie wymiennego, obrotowego gniazda mocowanego do zespołu płyt przesuwanych ułatwiającego podciąganie i obrót sekcji.

Należy zaznaczyć, że:

- wariant I rozwiązuje problem w sposób kompleksowy od momentu wybudowy sekcji do jej wytransportowania na chodnik,



- wariant III wyróżnia prosta budowa i łatwość w obsłudze.
Oprócz zalet każdy z wariantów ma swoje wady. W przypadku wariantu I jest to:
- złożoność i skomplikowanie systemu,
- prawdopodobieństwo wystąpienia większej ilości awarii np. zerwanie łańcucha,
- dodatkowy czas na skracanie łańcucha.

Wspólną wadą wariantów I i II są bardziej rozbudowane układy hydrauliczne niż w wariantcie III. Z kolei w wariantcie II i III przewiduje się zastosowanie dłuższego zespoły płyt przesuwanych, niż w wariantcie I, co będzie utrudniało przesuwanie tych zespołów (konieczne będzie wykonanie prac przygotowawczych, w celu wyrównania spągu).

Trzy warianty systemu wybudowy i transportu sekcji obudowy zmechanizowanej z likwidowanego wyrobiska ścianowego, omówione w niniejszej monografii stanowią podstawę dalszych prac nad wyborem najwłaściwszego wariantu systemu (z uwzględnieniem warunków jego użytkowania w danym wyrobisku), opracowaniem dokumentacji konstrukcyjnej podzespołów oraz wdrożeniem systemu. Wyżej wymienione zadania muszą być realizowane w ścisłej współpracy z potencjalnymi użytkownikami systemu.

Literatura

1. Tworek P., Tchórzewski S., Valouch P.: Risk management In coal-mines – methodical proposal for Polish and Czech hard coal mining industry. *Acta Montanistica Slovaca*. Vol.23(2018), No1, pp.72-80.
2. Tchórzewski S.: O możliwości zastosowania metody drogi krytycznej (CPM) w planowaniu robót górniczych oraz przeobrażaniu ścian ZN Politechniki Śl., 5. Organizacja i zarządzanie, Z101, s.439-452, Gliwice 2017.
3. Szweda S., Szyguła M., Mazurek K.: Czynniki wpływające na postać konstrukcyjną i parametry techniczne sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej. Część1. Czynniki naturalne, techniczne i konstrukcyjne, ITG KOMAG, Gliwice 2016, ISBN 978-83-65593-01-6.
4. Szyguła M.: Rozwój konstrukcji sekcji obudowy zmechanizowanej w górnictwie węgla kamiennego w Polsce. *Maszyny Górnicze* 2013 nr 2 s. 30-38, ISSN 0209-3693.
5. Winkler T. and Tokarczyk J., 2010: Multi-Criteria Assessment of Virtual Prototypes of Mining Machines. *Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science 2010 vol II. WCECS 2010, October 20-22, 2010, San Francisco, USA. ISSN: 2078-0958 pp 1149-53.*
6. Mazurek K., Szyguła M., Turczyński K.: Development of technology for withdrawal of the powered roof support from a row and its relocation from the liquidated longwall system. *Materiały na konferencję: IMTech 2019, Innovative Mining Technologies, Scientific and Technical Conference - part 2, Szczyrk, Poland, 14-16 October 2019 s. 11 (IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 2019 vol. 679) ISSN 1757-899X.*
7. Kania J., Szweda S., Szyguła M.: Analiza procesu wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej z wyrobiska ścianowego w aspekcie bezpieczeństwa. *Maszyny Górnicze* Nr 3 (2018), s. 24-34.
8. Chase F., Worley P., McComas A.: *Longwall Shield Recovery Using Mobile Roof Supports*. Lakeview Scanticon Resort & Conference Center, Morgantown, WV, USA : July 31 - August 2, 2007.
9. Barczak T.M., Gerhart G.F.: Full scale performance evaluation of mobile roof supports. *Proceedings: New technology for Ground Control in Retreat Mining, NIOSH IG 9446, 1997, pp.99-126.*
10. *Longwall 20 to Longwall 21 Changeover Recovery Manual*. Undergroundcoal.com.au (data



- dostępu 30.06.2020).
11. Travis B.E., Anderson R.P.: Use of polymer grids for Longwall shield recovery. Proceedings: 10-th International Conference on Ground Control in Mining, 1991, pp. 52-58.
 12. www.petitomule.com (data dostępu 30.06.2020).
 13. Nikitina A. M., Rib S. V., Borzykh D.M., Dadynsky R.A.: Remounting of a mechanized complex using Petitto Mule equipment in the conditions of mines in the south of Kuzbass. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 206 (2018).
 14. Instrukcja urządzenia do wyciągania obracania sekcji zmechanizowanych z ciągu technologicznego typu UWS-PUMA dla KWK „Knurów-Szczygłowice”. SIGMA S.A., Barak 6; 21-002 Jastków.
 15. Nawrat S., Pytlik P.: Bezpieczna likwidacja ścian w kopalniach węgla w warunkach zagrożenia wybuchem metanu. Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska w Górnictwie Nr 2 (2013), s. 3-12.
 16. Stefaniak R., Janik M., Kuska J.: Nowe rozwiązania organizacyjno-techniczne wprowadzone przy przezbieraniu kompleksu ścianowego ze ściany 904 do ściany 905 i zmiany wprowadzone do maszyn i urządzeń wyżej wymienionego kompleksu. KOMTECH 2009, Innowacyjne, bezpieczne oraz efektywne techniki i technologie dla górnictwa Człowiek – Maszyna – Środowisko, ITG KOMAG, Gliwice 2009 s. 53-63; ISBN 978-83-60708-38-5.
 17. Dokumentacja techniczno-ruchowa. Urządzenie UDW typu Ryś do wybudowywania sekcji obudowy zmechanizowanej. CMG KOMAG 2006 (materiały niepublikowane).
 18. www.sigmasa.pl (data dostępu 17 czerwiec 2020).
 19. www.kolk.de (data dostępu 10 kwiecień 2018).
 20. Gerlich J., Jenczmyk D., Mazurek K., Szyguła M., Stępor J., Turczyński K.: Rozwój innowacyjnych rozwiązań mechanizacyjnych dla ścianowych i chodnikowych systemów górnictwa surowców mineralnych, 2019 r. (materiały niepublikowane).
 21. Ustawa z dnia 9 czerwca 2011 r. - Prawo geologiczne i górnicze (Dz.U. 2011 nr 163 poz. 981, z późniejszymi zmianami).
 22. Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych (Dz. U. 2017, poz. 1118).
 23. Rozporządzenie Ministra Środowiska z dnia 29 stycznia 2013 r. w sprawie zagrożeń naturalnych w zakładach górniczych (Dz.U. 2013 poz. 230, z późniejszymi zmianami).
 24. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z 21 października 2008 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn (Dyrektywa 2006/42/WE) (Dz.U. 2008 nr 199 poz. 1228).
 25. Ustawa z dnia 13 kwietnia 2016 r. o systemach oceny zgodności i nadzoru rynku (Dz.U. 2016 poz. 542, z późniejszymi zmianami).
 26. Rozporządzenie Ministra Rozwoju z dnia 6 czerwca 2016 r. w sprawie wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej – Dyrektywa 2014/34/UE (ATEX) (Dz.U. 2016 poz. 817).



Analiza wytrzymałościowa zespołu kół cykloidalnych z nową koncepcją przeniesienia napędu

Krzysztof Biernacki – Politechnika Wrocławska

Streszczenie: W rozdziale monografii przedstawiono projekt nowego rozwiązania w budowie hydraulicznych maszyn gerotorowych. Skupiono się głównie na analizie zachowania się zespołu kół cykloidalnych. Koła te stanowią główną jednostkę roboczą hydraulicznych maszyn gerotorowych a napędzanie zespołu kół umożliwia pracę tych maszyn. Jak dotychczas napęd doprowadzono do koła wewnętrznego i w ten sposób realizowano ruch obrotowy zespołu kół. W niniejszym rozdziale zaproponowano zmianę sposobu przesyłania napędu tak, aby kołem napędowym było teraz koło zewnętrzne. Takie rozwiązanie powoduje także zmiany konstrukcyjne w budowie maszyny hydraulicznej. W wyniku tych działań powstała koncepcja hydraulicznej maszyny gerotorowej, która różni się od poprzednio produkowanych konstrukcji. Nowa konstrukcja potrafi przenieść wyższe obciążenia robocze, aniżeli konstrukcje dotychczas produkowane.

Słowa kluczowe: analiza wytrzymałościowa, tworzywa sztuczne, metoda elementów skończonych (MES), projektowanie koncepcyjne

Strength analysis for cycloidal gears with the new concept of power transmissions

Abstract: The chapter presents a new design solution of hydraulic gerotor machines. The main attention was paid to the analysis of strain behaviour of a cycloidal gear set. The gears are the main assemblies of hydraulic gerotor machines, which are powered by driving the gear set. In the state of the art, the rotational motion of the gear set was effected by driving the inner gear. This chapter proposes a modified method of power transmission in which the outer gear is now a driving gear. Such a solution also results in modifications to the hydraulic machine design. This have led to a concept of a new hydraulic gerotor machine, which differs from the traditional designs. The device according to the new design is capable of carrying substantially higher working loads than devices of the previous designs.

Keywords: strength analysis, plastics, Finite Elements Method (FEM), conceptual designing

1. Wprowadzenie

Maszyny i urządzenia hydrauliczne stosowano od samego początku działalności przemysłowej człowieka. Jako pierwsze pojawiły się pompy tłokowe stosowane w transporcie morskim i kolejnictwie [1]. Maszyny zębate są konstrukcją bardziej zaawansowaną i pojawiły się w czasie późniejszym. Hydrauliczne maszyny zębate dzielą się na trzy typy, którymi są:

- maszyny zębate o zazębieniu zewnętrznym,
- maszyny zębate o zazębieniu wewnętrznym,
- maszyny gerotorowe.

Maszyny gerotorowe pojawiły się najpóźniej. Ich produkcję masową rozpoczęła firma Henry Nichols w USA w latach trzydziestych XX wieku w USA.

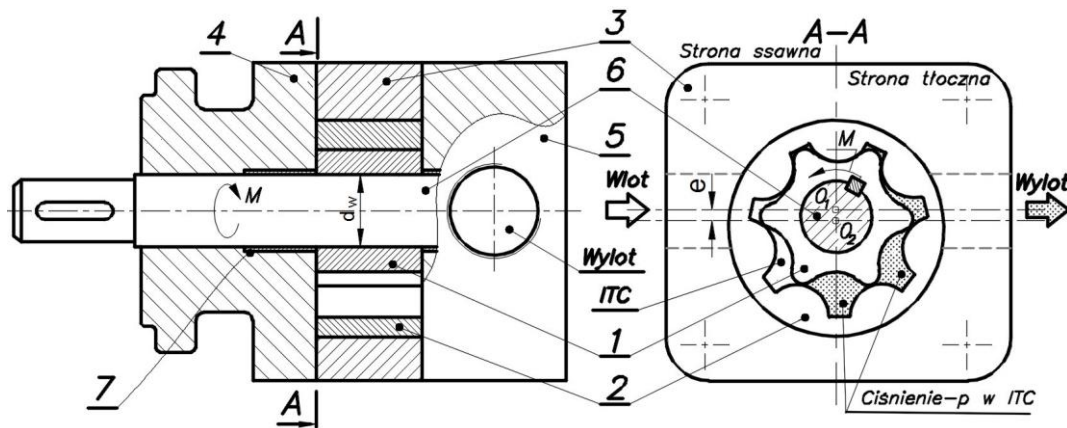
Maszyny gerotorowe charakteryzują się innowacyjnym rozwiązaniem konstrukcyjnym i wieloma zaletami użytkowymi. Mają prostą budowę, małe wymiary i masę, dużą wydajność i małą pulsację tej wydajności. Kluczowym zespołem pomp gerotorowych jest zespół kół zębatych o wewnętrznym zazębieniu cykloidalnym.

Typową hydrauliczną maszyną gerotorową przedstawiono na rysunku 1.

Główny zespół roboczy tej maszyny składa się z dwóch kół cykloidalnych, którymi są koło czynne (1) i koło bierne (2). Są to koła o zazębieniu wewnętrznym. Koło bierne, w tym zespole ma większą liczbę zębów niż koło czynne. Różnica w ilości zębów zawsze wynosi $z_2 - z_1 = 1$. Na rysunkach (rys. 1,

rys. 2) widać przykładowy zespół kół, gdzie koło czynne (1) ma liczbę zębów $z_1 = 6$, natomiast koło bierne $z_2 = 7$.

Zespół kół jest umieszczony w korpusie środkowym (3) a z boków znajdują się konsola przednia (4) oraz pokrywa tylna (5).



Rys. 1. Budowa i zasada działania hydraulicznej maszyny gerotorowej

Napęd i energia przekazywane są z wałka (6) na koło czynne (1). Wałek napędowy (6) umieszczony jest w łożyskach (7), które zamocowano w konsoli przedniej (4) i pokrywie tylnej (5). Międzyzębne komory wyporowe (ITC) pojawiają się pomiędzy kołami po zainstalowaniu zespołu kół na wałku (6) i w korpusie (3).

Moment napędowy M wprawia zespół kół cykloidalnych (1) i (2) w ruch obrotowy. W wyniku tego ruchu ciecz robocza transportowana jest w komorach wyporowych (ITC) z otworu wejściowego (Wlot) do otworu wyjściowego (Wylot). W miarę obrotu wzrasta ciśnienie w cieczy przetwarzanej aż do osiągnięcia wartości ciśnienia roboczego p . Pionowa oś symetrii zespołu kół O_1O_2 dzieli hydrauliczną maszynę gerotorową na dwie strony, którymi są strona ssawna i strona tłoczna. Ciśnienie robocze p znajdujące się po stronie tłocznej (prawej, przekrój A-A) działa na zespół kół oraz elementy zespołu korpusu.

Oba koła obracają się w tym samym kierunku a pomiędzy środkami kół występuje mimośród e . Koło czynne (1) obraca się wokół środka osi O_1 , natomiast koło bierne (2) obraca się wokół środka osi O_2 .

Podczas pracy w maszynie hydraulicznej, zespół kół znajduje się pod działaniem obciążeń mechanicznych oraz hydraulicznych. Obciążenia te powodują złożony stan naprężeń oraz odkształceń. W celu określenia ich wytrzymałości przeprowadzono analizy z zastosowaniem metody elementów skończonych (MES).

Analiza za pomocą MES została przeprowadzona przez Gamez-Montero, Castilla, Khamashta i Codina [2]. Udowodnili oni, że maksymalne naprężenie występuje w parze zębów poruszającej się wokół centralnego punktu uzębienia.

Badania MES dotyczące wytrzymałości epitrochoidów pracujących z ruchem obrotowym przeprowadził także Maiti [3]. Maiti wykazał, że deformacje poszczególnych zębów przyjmują różne wartości i umożliwiają przepływ cieczy przetwarzanej przez kanały międzyzębne maszyny [3].

Analizy opisane w [2, 3] zostały wykonane na płaskich modelach dwuwymiarowych. W pracach [4, 5, 6] przedstawiono modele trójwymiarowe zespołu kół cykloidalnych. Prace te prowadzono dla zespołów kół wykonanych z tworzyw sztucznych, ale i one potwierdziły wnioski płynące z publikacji wcześniejszych [2, 3].

Inne prace dotyczyły szacowania wartości parametrów roboczych maszyn gerotorowych [7], a także ich geometrii [8]. Maiti, Nag i Nagao stwierdzili, że początkowy moment obrotowy zależy od położenia wału napędowego [7]. W pracy [8] pokazano ujednoczenie rozwiązań geometrycznych do projektowania.

W celu określenia zachowania się zespołu kół cykloidalnych przeprowadzono analizę numeryczną z użyciem metody elementów skończonych. Analizę przeprowadzono dla zespołu kół stalowych, który obciążono ciśnieniem roboczym $p = 4$ MPa oraz momentem $M = 7,16$ Nm. Dobrano właśnie takie obciążenia do analizy, ponieważ prace wcześniejsze także prowadzono przy parametrach $p = 4$ MPa oraz $M = 7,16$ Nm [4, 5, 6].

Sposób utwierdzenia i obciążenia ciśnieniem p i momentem M widać na rysunku 1 oraz na rysunku 4. Obciążenie mechaniczne w postaci momentu M przyłożono do ścianki rowka wpustowego w kole wewnętrznym, co widać na rysunku 1 (przekrój A-A).

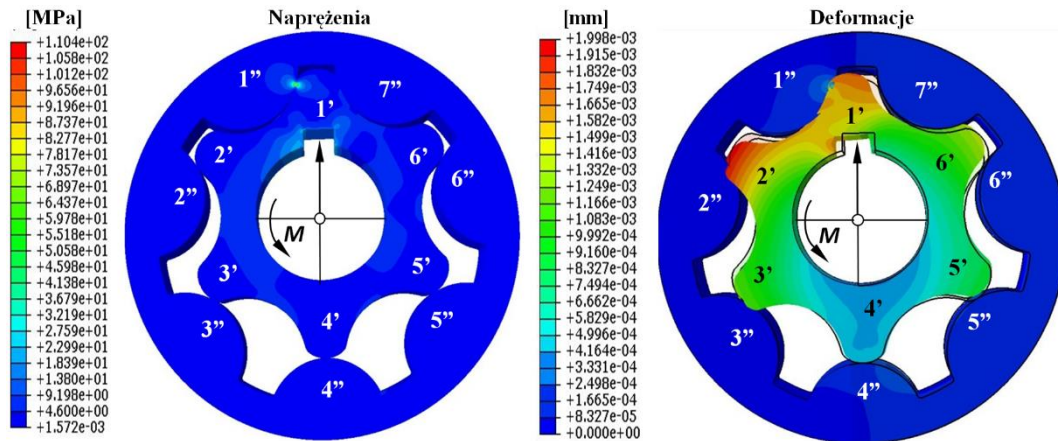
Obciążenie hydrauliczne w postaci ciśnienia roboczego p przyłożono po stronie tłocznej w międzyzębnych komorach waporowych ITC (rys. 1, przekrój A-A). Ciśnienie p w komorach waporowych przyłożono w sposób identyczny, jak w modelu obliczeniowym na rysunku 4.

Sposób utwierdzeń wynika także z pracy maszyny oraz z rysunku 1. Wprowadzono utwierdzenie koła czynnego w otworze wewnętrznym mające zasymulować osadzenie koła wewnętrznego (1) na wale (6). Koło zewnętrzne (2) także utwierdzono w otworze korpusu środkowego (3), dając zespołowi kół możliwość obrotu wokół osi O_2 . Zrobiono to identycznie jak dla modelu, który widać na rysunku 4.

Zespół kół utwierdzono także czołowo wzdłuż osi Z , co miało odzwierciedlać dociśnięcie zespołu kół do powierzchni pokrywy tylnej (5). Utwierdzenie to oraz ciśnienie wywierające to dociśnięcie widoczne są na rysunku 4, jako tzw. utwierdzenie czołowe wzdłuż osi Z oraz ciśnienie p na powierzchni czołowej kół.

Wynik tej analizy przedstawiono na rysunku 2, gdzie widać rozkład wartości naprężeń i przemieszczeń dla obciążonego zespołu kół cykloidalnych.

Na podstawie analizy numerycznej potwierdzono złożoność stanu wyężenia w zespole kół pod obciążeniem. Na taki stan składają się zarówno ściskające obciążenia statyczne, ale także obciążenia zmęczeniowe oraz kontaktowe.



Rys. 2. Rozkład wartości naprężeń zredukowanych i przemieszczeń w zespole kół cykloidalnych

Najwyższe naprężenia zredukowane pojawiają się w kole czynnym w punkcie styku pary zębów 1'-1'' oraz w rejonie rowka wpustowego. Maksymalna wartość tych naprężeń wynosi około 110 MPa.

Obciążenia robocze powodują także przemieszczenia w zespole kół cykloidalnych. Widać z rysunku 2, że największe wartości przemieszczeń mają miejsce w kole wewnętrznym dla wierzchołków zębów 1' i 2' oraz na ścianie rowka wpustowego (warstwice w kolorze czerwonym). Akurat te przemieszczenia nie mają większego wpływu na pracę maszyny hydraulicznej.

Najgroźniejsze przemieszczenie ma miejsce w parze zębów 4'-4''. Ciśnienie robocze cieczy znajdującej się w międzyzębnych komorach waporowych (ITC) działa na oba koła, powodując odgięcie w lewo zęba 4'. Ząb 4' w kole wewnętrznym odgina się wtedy w kierunku strony ssawnej. W wyniku tego odgięcia pojawia się międzyzębny luz promieniowy hr. Efektem tego jest rozszczelnienie maszyny i spadek jej sprawności w wyniku przecieków.

Jednak z przeprowadzonej analizy widać, że przemieszczenie węzłów dla zęba 4' jest bardzo małe i wynosi poniżej 0,0005 mm.

Zagadnieniami związanymi z budową i eksploatacją hydraulicznych maszyn gerotorowych zajmuje się Fluid Power Research Group (FPRG) z Wydziału Mechanicznego na Politechnice Wrocławskiej (www.fprg.pwr.wroc.pl).

Efektom tych działań są prace obejmujące aspekty technologiczne, projektowe, eksploatacyjne oraz wizualizacyjne [4, 5, 6, 10]. Prace wizualizacyjne pozwoliły określić kierunki przepływu oraz ukazać zjawisko kawitacji [10]. Potwierdzono także wnioski z analiz numerycznych, które wskazywały, że wyższe naprężenia panowały właśnie w kole wewnętrznym [2, 3, 4, 5, 7].

Należy, zatem wprowadzić zmiany, które będą miały na celu podwyższenie obciążalności kół cykloidalnych. Aby ten cel zrealizować konieczne jest jednak wprowadzenie zmian konstrukcyjnych w budowie zespołu kół, ale także w samej zasadzie działania hydraulicznej maszyny gerotorowej.

W każdym z rozwiązań dotychczasowych, które są autorowi znane, napęd w zespole kół jest przekazywany z koła wewnętrznego na koło zewnętrzne.

Rozwiązanie stosowane dotychczas ma kilka wad. Wady te pokazały zarówno analizy numeryczne [2, 3, 4, 5], jak i badania eksperymentalne [6]. Można te wady ująć w kilku punktach i są nimi:

- znaczne wyciężenie w kole wewnętrznym,
- duża koncentracja naprężeń w miejscach styku zębów kół, szczególnie w parze zębów 1'-1'',

- duże naprężenie w rejonie otworu w kole czynnym (wewnętrznym) spowodowane przesyłaniem napędu z wałka napędowego na koło czynne,
- mała średnica wałka napędowego d_w ograniczona wielkością średnicy stóp zębów w kole czynnym,
- silnie niesymetryczny rozkład naprężeń w zespole kół.

Wszystkie te wady powodują ograniczenie wielkości parametrów roboczych z jaką mogą pracować hydrauliczne maszyny gerotorowe.

Należy też dodać, że mniejszy rozmiar wewnętrznego koła czynnego powoduje, iż relaksacja naprężeń w tym kole jest utrudniona, a przez to pojawiają się w nim spiętrzenia naprężeń.

Widać, że potrzebna jest zmiana koncepcji projektowej dla hydraulicznych maszyn gerotorowych.

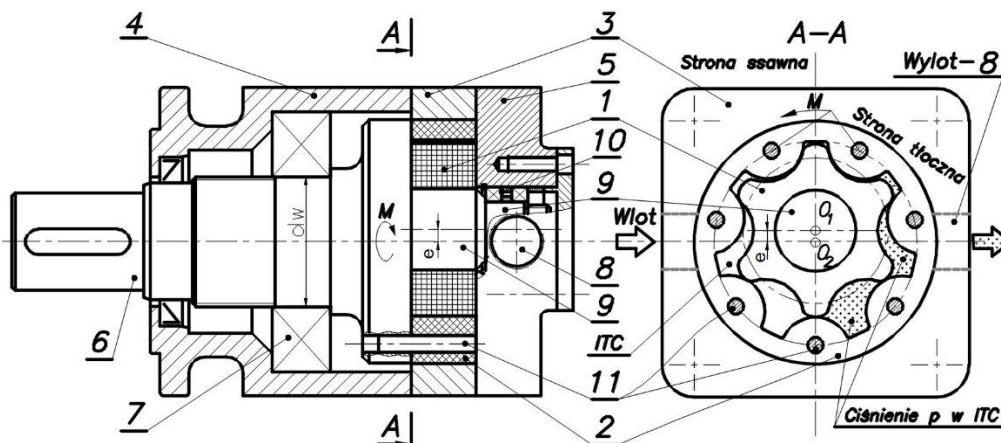
Można powiedzieć, że celem prac powinno być uzyskanie nowego rozwiązania konstrukcyjnego dla hydraulicznej maszyny gerotorowej. Rozwiązanie to powinno zapewnić pracę przy wyższych parametrach roboczych, ale bez jednoczesnego zwiększenia wymiarów oraz masy maszyny.

2. Nowe rozwiązanie

Cel powyższy postanowiono osiągnąć poprzez zamianę roli obu kół cykloidalnych, przez co koło zewnętrzne jest teraz kołem napędzającym, a koło wewnętrzne jest teraz kołem napędzanym.

Rozwiązanie to opisano we wniosku patentowym (Gerotor hydraulic machine. Application No. P. 416532. Case mark 451-9/16).

Na rysunku 3 przedstawiono hydrauliczną maszynę gerotorową według nowej koncepcji, w której rola kół została zamieniona. W układzie przedstawionym na rysunku 3 napęd przekazywany jest najpierw na koło zewnętrzne (2), natomiast koło wewnętrzne (1) pełni teraz rolę koła biernego (napędzanego).



Rys. 3. Schemat hydraulicznej maszyny gerotorowej według nowej koncepcji

Koło wewnętrzne (1) i zewnętrzne (2) nadal stanowią główny zespół roboczy hydraulicznej maszyny gerotorowej (rys. 3).

Zespół kół cykloidalnych (1) i (2) umieszczony jest w korpusie środkowym maszyny hydraulicznej (3). Zespół korpusu maszyny hydraulicznej składa się z korpusu środkowego (3), konsoli przedniej (4) oraz pokrywy tylnej (5). Koło zewnętrzne (2) połączone jest teraz z wałkiem napędowym (6) za



pośrednictwem kołków (11). W konsoli przedniej (4) znajduje się zespół łożysk (7) dla wałka napędowego (6). Otwór wylotowy dla przetłaczanej cieczy (8) znajduje się pokrywie tylnej (5).

Na rysunku 3 widać także, iż koło wewnętrzne (1) osadzone jest na drugim wałku (9). Wałek (9) ułożyskowany jest za pomocą zespołu łożyskowego (10), który umieszczono w otworze pokrywy tylnej (5).

Połączenie koła wewnętrznego (1) z wałkiem (9) zrealizowano za pomocą pasowania ciasnego.

W rozwiązaniu widocznym na rysunku 3 koło cykloidalne (1) i (2) nadal są ze sobą w kontakcie w miejscach ich styków międzyzębnych, tak samo jak w rozwiązaniu wcześniejszym (rys. 1). Można, zatem powiedzieć, że:

- koło zewnętrzne (2) obraca się wraz z wałkiem napędowym (6) w łożyskach (7) wokół osi O_1 ,
- koło wewnętrzne (1) obraca się wraz z wałem (9) w łożyskach (10) wokół osi O_2 .

Mimośród e występuje zarówno pomiędzy osiami kół (1) i (2), jak i pomiędzy osiami wałów (6) i (9), na których osadzone są te koła. Koło zewnętrzne (2) połączone jest z wałkiem napędowym (6) za pomocą specjalnych kołków (11).

Kołki te (11) służą do przenoszenia napędu i energii z wałka (6) na koło zewnętrzne (2). Na przekroju A-A (rys. 3) widać, że ilość kołków odpowiada ilości zębów w kole zewnętrznym (2). Ilość kołków równa ilości zębów w kole zewnętrznym gwarantuje równomierny rozkład wartości obciążenia w tym kole. W przykładzie przedstawionym w niniejszym opisie na (rys. 3) umieszczono siedem kołków.

Przepływ energii w hydraulicznej maszynie gerotorowej jest następujący: energia w postaci momentu obrotowego M przepływa z wałka napędowego (6) do koła zewnętrznego (2) za pośrednictwem kołków (11). Koło zewnętrzne (2), które teraz pełni rolę koła czynnego wprawia w ruch obrotowy koło wewnętrzne (1), które osadzone jest na wałku (9).

Ciecz wpływa od strony lewej (patrz przekrój A-A na rys. 3) do międzyzębnych komór wyporowych ITC i przetłaczana jest w wyniku obrotu kół do wylotu (8) po stronie prawej (A-A). Energia mechaniczna jest wtedy zamieniana na hydrauliczną energię ciśnienia w międzyzębnych komorach wyporowych ITC.

3. Model obliczeniowy

Wykorzystując schemat konstrukcyjny pompy gerotorowej pokazanej na rysunkach 1 i 3 opracowano model geometryczny zespołu kół cykloidalnych. Model przedstawiono na rysunku 4. Profile uzębień obu kół wyznaczono na podstawie literatury [9].

Podczas pracy zespołu kół znajduje się on pod działaniem obciążenia hydraulicznego oraz mechanicznego. Obciążenie hydrauliczne modelu wynika z naporu ciśnienia p czynnika roboczego natomiast obciążenie mechaniczne wynika z przyłożenia momentu napędowego M .

Ciśnienie robocze p działa w międzyzębnych komorach wyporowych oraz na powierzchni czołowej obu kół. Zespół kół pozostaje w równowadze, gdyż moment M przyłożony do koła zewnętrznego jest równy momentowi wywołanemu przez oddziaływanie ciśnienia p . Obciążenie mechaniczne w postaci momentu M przekazywane jest tym razem na większe koło zewnętrzne, co znalazło odzwierciedlenie w budowie modelu.

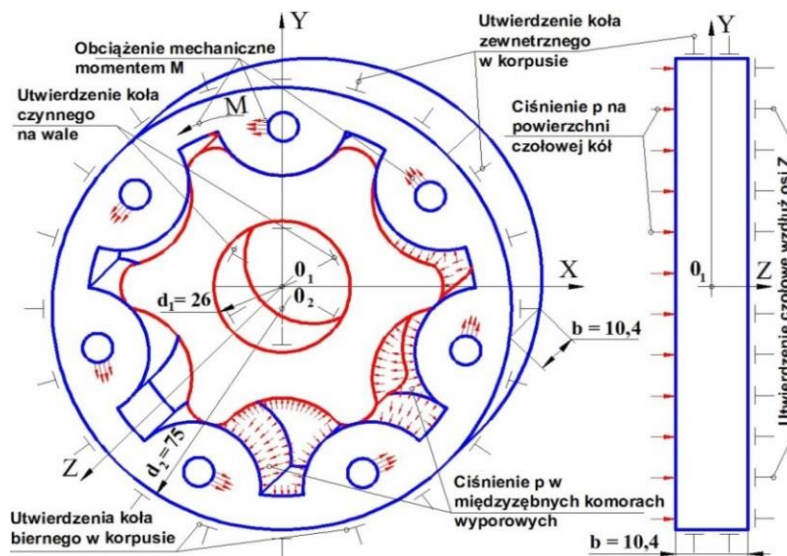
Moment M przyłożono do siedmiu otworów, które wykonano w zębach koła zewnętrznego. W ten sposób wartość momentu M rozłożono równomiernie pomiędzy siedmioma zębami koła zewnętrznego.

Model należy utwierdzić, a sposób utwierdzenia także wynika z zasady pracy pompy gerotorowej

Na rysunku 3 widać, że koło wewnętrzne osadzone jest na wale i ma jedynie możliwość obrotu wokół osi O_1Z . Odpowiednio w modelu pokazanym na rysunku 4 koło to jest utwierdzone promieniowo na wale o średnicy $d_1 = 25$ mm i ma możliwość obrotu wokół osi O_1Z .

Koło zewnętrzne na rysunku 3 ma możliwość obrotu w korpusie wokół osi O_2Z .

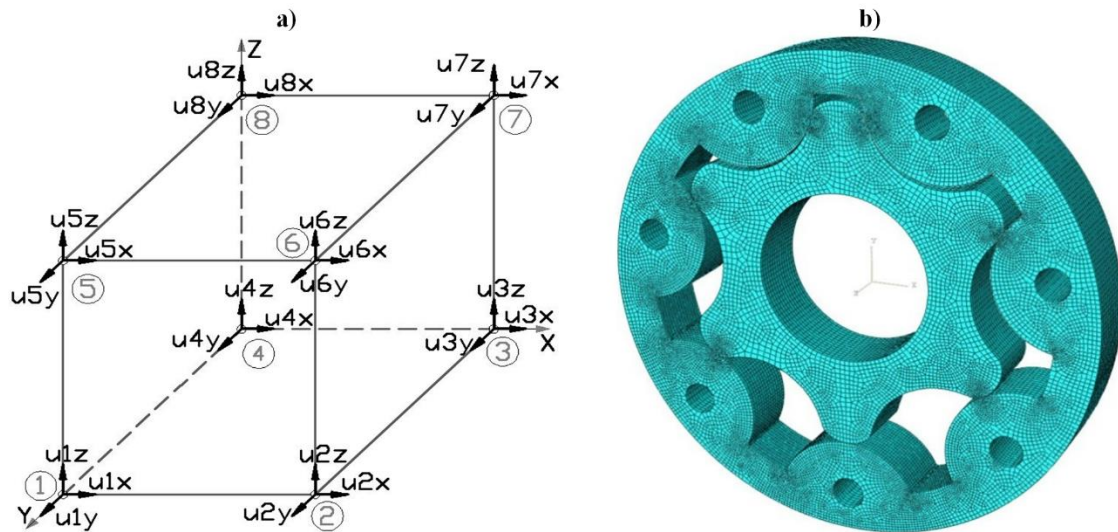
Odpowiednio w modelu pokazanym na rysunku 4 koło to jest utwierdzone promieniowo na średnicy $d_2 = 75$ mm, ale może się obracać wokół osi O_2Z . Zespół jest obciążony również ciśnieniem p czynnika roboczego znajdującego się w szczelinie pomiędzy zespołem kół a elementami korpusu. Zespół kół jest przez to dociskany do korpusu ciśnieniem p na powierzchniach czołowych kół.



Rys. 4. Model obliczeniowy zespołu kół dla nowego sposobu przesyłania napędu – schemat obciążeń i utwierdzeń

W związku z tym, w modelu pokazanym na rysunku 4 powierzchnia czołowa zespołu kół obciążona jest ciśnieniem p, natomiast powierzchnia przeciwna jest utwierdzona czołowo wzdłuż osi Z.

Model numeryczny zespołu kół cykloidalnych wykonano za pomocą systemu ABAQUS version 6.14-2. Licencja tego programu o numerze 05UWROCLAW została udostępniona przez Wrocławskie Centrum Sieciowo-Superkomputerowe na Politechnice Wrocławskiej. Do opracowania siatki elementów skończonych pokazanej na rysunku 5b użyto elementów sześciennych typu HEXA widocznych na rysunku 5a. Są to elementy typowe do tworzenia modeli bryłowych [11]. Użycie elementów typu HEXA pozwoliło na wykonaniu trójwymiarowego modelu zespołu kół. Element HEXA ma kształt sześciangu i posiada 8 węzłów. Liczba węzłów wskazuje, że jest to element pierwszego rzędu. Każdy węzeł elementu HEXA posiada możliwość przesunięcia względem osi X, osi Y oraz osi Z [11].



Rys. 5. Element typu HEXA oraz siatka zespołu kół cykloidalnych zbudowana z elementów skończonych typu HEXA

Do budowy dwuwymiarowych siatek kół cykloidalnych 2D używano elementów trójkątnych, jak i czworokątnych [2, 3]. Były to zarówno elementy pierwszego stopnia, jak i stopnia drugiego.

Modele dwuwymiarowe dawały wyniki zbliżone do wartości rzeczywistych. Zbudowanie modelu trójwymiarowego pozwala na podwyższenie dokładności obliczeń. Wynika to z większej korelacji modelu 3D z warunkami rzeczywistymi, ponieważ zespół kół jest strukturą trójwymiarową 3D. W modelach dwuwymiarowych nie można było uwzględnić całości obciążenia oraz utwierdzenia. Dopiero w modelu trójwymiarowym możliwe jest uwzględnienie ciśnienia na powierzchniach czołowych kół oraz utwierdzenia czołowego wzdłuż osi Z (patrz rys. 4). Model 3D uwzględnia całe obciążenie w zespole kół. Taki model pozwala oszacować wartość luzu osiowego (na kierunku osi Z). Nie było to możliwe przy użyciu modeli 2D. Nawet jeśli wartość luzu osiowego będzie miała nieznaczny udział w przemieszczeniu to jednak należy tę wartość uwzględnić w analizie pracy hydraulicznej maszyny gerotorowej. Z tych przyczyn wykonano do analizy trójwymiarowy model zespołu kół cykloidalnych.

Siatkę elementów skończonych dla zespołu kół utworzono z około 500 000 elementów typu HEXA. Elementy utworzyły zarys zespołu kół w płaszczyźnie XY. W celu zamodelowania grubości zespołu kół utworzono 15 warstw elementów HEXA. Warstwy te rozmieszczono, co około 0,7 mm wzdłuż osi OZ aż do uzyskania właściwej grubości zespołu kół $b = 10,4$ mm (rys. 4).

W przewidywanych miejscach spiętrzenia naprężeń wprowadzono zagęszczenia siatki, które są widoczne na rysunku 5b. Miejsca zagęszczeń to styki zębów współpracujących kół po stronie wejściowej (lewa strona modelu na rysunku 5b). Mniejszych zagęszczeń dokonano w narożach u podstawy zębów koła zewnętrznego.

Z badań wcześniejszych wynika, że naprężenia w styku zębów mają charakter kontaktowy [2, 3, 12, 13]. Element HEXA jest też bardzo dobry do modelowania właśnie takich styków [12, 13].

System ABAQUS umożliwił także zamodelowanie styku powierzchni współpracujących za pomocą specjalnego algorytmu charakterystycznego dla tego systemu. Kontakt założono w miejscu styku zębów kół w strefie niskiego ciśnienia (lewa strona rys. 4 i rys. 5b).

Współczynnik tarcia μ dla kontaktu dobrano dla styku stal-stal i przyjęto najbardziej niekorzystny przypadek, czyli dla tarcia suchego, który wynosi $\mu = 0,1$.

Model numeryczny umożliwił wyznaczenie naprężeń i odkształceń dla zespołu kół z dużą dokładnością. Wielkość błędów dyskretyzacji nie przekracza wartości 0,02% dla odkształceń i wartości około 1,3% dla naprężeń. Wielkość tych błędów oszacowano za pomocą zależności podanych w literaturze [11].

4. Program badań i dobór parametrów do analizy numerycznej

Na początek przeprowadzono analizę numeryczną modelu zespołu kół przy obciążeniu ciśnieniem roboczym $p = 4$ MPa oraz momentem $M = 7,16$ Nm. Przyjęcia wartości początkowej do analiz dla wartości ciśnienia $p = 4$ MPa i momentu $M = 7,16$ Nm wynika z publikacji wcześniejszych [4, 5].

W takim wypadku celem niniejszej analizy stało się znalezienie rozwiązań konstrukcyjnych, które pozwolą tę granicę przekroczyć. Z tego względu parametry $p = 4$ MPa i $M = 7,16$ Nm przyjęto, jako wartości wyjściowe, czyli najniższe.

W etapach kolejnych zwiększono ciśnienie robocze p i moment M . Zgodnie z programem badań przeprowadzono analizę numeryczną zespołu kół dla obciążenia ciśnieniem $p = 4, 8, 12, 16, 20$ i 24 MPa oraz z proporcjonalnie większą wartością momentu M .

Wartości parametrów obciążenia przedstawiono w tabeli 1.

Parametry obliczeniowe

Tabela 1

Ciśnienie robocze p [MPa]	Moment M [Nm]
4	7,16
8	14,32
12	21,48
16	28,66
20	35,82
24	42,96

Najczęściej koła cykloidalne wykonuje się z wysokogatunkowej stali. Stalą tą jest stal 18HCrMo4 (dawne oznaczenie 18HGM) przeznaczona do nawęglania. Szczegółowe parametry wytrzymałościowe stali 18HCrMo4 podano w tabeli 2.

Parametry techniczne stali 18CrMo4 (18HGM)

Tabela 2

Lp.	Nazwa parametru	Symbol	Wartość
1.	Granica plastyczności	R_e	830 MPa
2.	Moduł Younga	E	210000 MPa
3.	Współczynnik tarcia stal/stal	μ	0,1
4.	Współczynnik bezpieczeństwa [14]	x	1,4 ÷ 1,6

W celu przeprowadzenia analizy rozwiązania należy ustalić dopuszczalną wartość naprężeń oraz przemieszczeń dla zespołu kół cykloidalnych.

Wartość dopuszczalna dla przemieszczeń zależy od wartości luzu promieniowego h_{rDOP} . Wartość h_{rDOP} można ustalić na podstawie literatury [9]. Przyjęto, że wartość dopuszczalna $h_{rDOP} = 0,1$ mm i wartość luzu h_r nie może przekroczyć wartości h_{rDOP} .

Wartość dopuszczalną dla naprężeń należy określić uwzględniając wartość R_e dla stali 18CrMo4 i dzieląc ją przez wartość współczynnika bezpieczeństwa x dla kół zębatych [14]. Po przyjęciu wartości współczynnika bezpieczeństwa $x = 1,5$ można powiedzieć, że wartość dopuszczalna dla naprężeń wynosi $\sigma_{DOP} = 550$ MPa.

Analizę numeryczną prowadzono tak długo, aż któraś z powyższych wartości dopuszczalnych ($h_{rDOP} = 0,1$ mm, $\sigma_{DOP} = 550$ MPa) nie zostawała przekroczona.

5. Wyniki analizy numerycznej

Na rysunku 6 przedstawiono rozkłady wartości naprężeń i przemieszczeń dla zespołu kół gdzie zmieniono kierunek przepływu napędu. Rozkłady te różnią się od rozkładów, które widoczne są dla rozwiązań poprzednich [2, 4, 5] oraz na rysunku 2.

Maksymalna wartość naprężeń pojawia się dla zęba 1', tak samo jak w rozwiązaniu tradycyjnym widocznym na rysunku 2. Jednakże widoczne są także różnice:

- wartość maksymalna dla naprężeń położona jest po stronie tłocznej w parze zębów 1'-7'', a nie po stronie ssawnej, jak w rozwiązaniu tradycyjnym (w parze zębów 1'-1''),
- wartość naprężenia maksymalnego (w styku pary 1'-7'') wynosi 72 MPa i jest około 35% niższa, aniżeli w rozwiązaniu tradycyjnym (dla pary 1'-1'' na rys. 2).

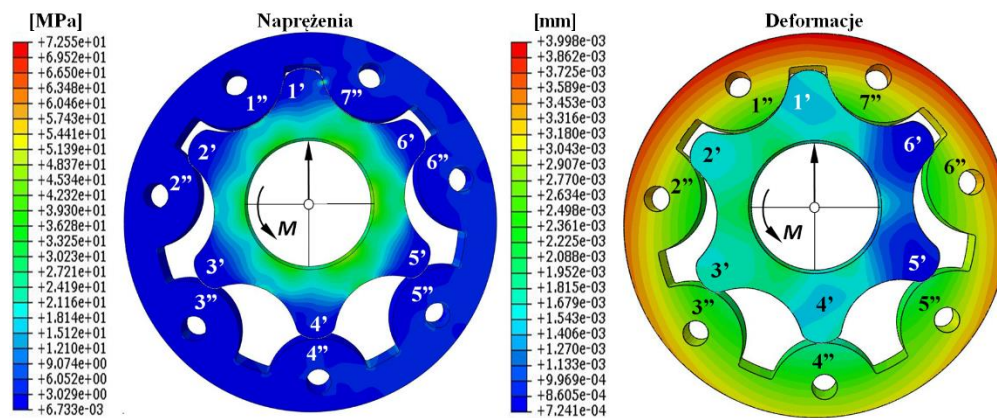
Zmiana położenia wartości maksymalnego naprężenia jest wynikiem zmiany kierunku przepływu energii.

W nowym rozwiązaniu napęd przesyłany jest na koło zewnętrzne za pomocą sworzni (nr 11 na rys. 3). W takim wypadku zrezygnowano z wpustu i dlatego w otworze w kole wewnętrznym nie ma już rowka wpustowego. Połączenie pomiędzy wałkiem a kołem wewnętrznym zrealizowano za pomocą pasowania ciasnego ($\emptyset 25H7/p6$). Z tej przyczyny otwór w kole wewnętrznym jest wyteżony, ale wartość tych naprężeń jest niższa od naprężeń w styku pary zębów 1'-7''.

Największa wartość przemieszczenia w opisywanym rozwiązaniu znajduje się teraz w kole zewnętrznym. W opisywanych w literaturze rozwiązaniach tradycyjnych koło wewnętrzne było wyraźnie mocniej wyteżone [2, 4, 5] i mocniej odkształcone (rys. 2). W nowym rozwiązaniu jest odwrotnie. Z rysunku 6 widać jednak, że maksymalne przemieszczenie (kolor czerwony) nie powinno mieć znaczącego wpływu na pracę zespołu kół.

Odkształcenie najbardziej szkodliwe dla działania maszyny ma miejsce dla pary zębów 4'-4''. Jest to odgięcie tej pary zębów w stronę strefy ssawnej, tak samo jak dla rozwiązań poprzednich.

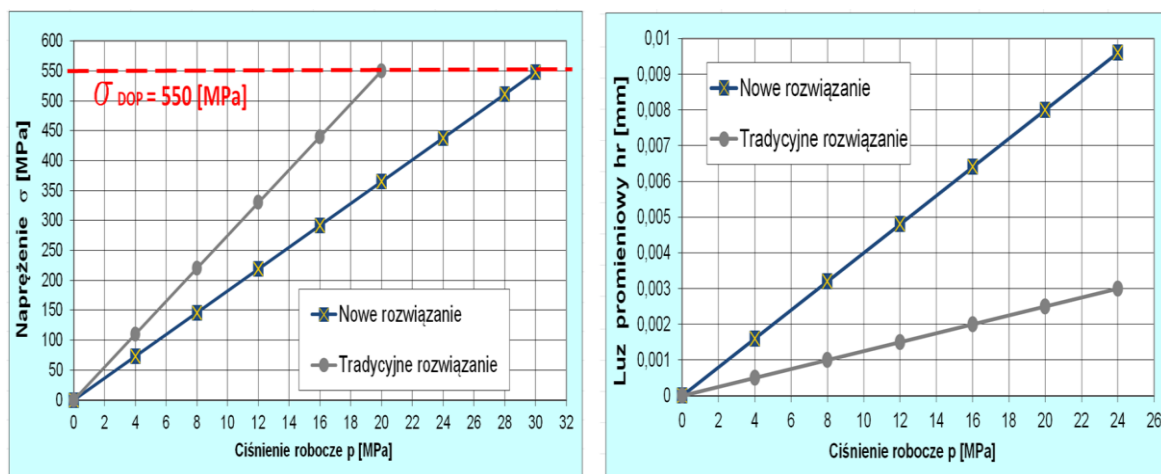
Należy jednak zwrócić uwagę, że wartość przemieszczenia w postaci luzu promieniowego h_r , jest znacznie niższa od wartości dopuszczalnej $h_{rDOP} = 0,1$ mm. Przemieszczenie to jest niskie dla obu rozwiązań zespołów kół.



Rys. 6. Rozkład wartości naprężeń zredukowanych i odkształceń w zespole kół cykloidalnych według nowego rozwiązania

Na rysunku 7 oraz w tabeli 3 ujęto wynik analizy w sposób całościowy dla obu sposobów przesyłania napędu, które przedstawiono na rysunkach 1, 2 oraz rysunkach 3 i 6.

Analizując rysunek 7 i dane z tabeli 3, widać, że zespół kół według nowego rozwiązania (rys. 3 i rys. 6) wykazuje mniejsze wartości naprężeń w parze zębów 1'-1'' aniżeli tzw. tradycyjne rozwiązanie (rys. 1, rys. 2). Rozwiązanie tradycyjne wykazuje jednak mniejszą wartość dla luzu promieniowego hr. Można zatem powiedzieć, że nowe rozwiązanie jest lepsze z punktu widzenia naprężeń natomiast tradycyjne lepsze z punktu widzenia wartości luzu promieniowego hr.



Rys. 7. Zmiana wartości naprężeń zredukowanych i odkształcenia w zależności od ciśnienia roboczego p dla dwóch typów zespołu kół cykloidalnych

W miarę wzrostu obciążenia (ciśnienia p) następuje wzrost wyczerpania w zespole kół i wzrost ten ma charakter liniowy (rys. 7).

W tzw. nowym rozwiązaniu wartości naprężeń są mniejsze. Zdaniem autora może to być spowodowane bardziej równomiernym rozłożeniem siły dającej moment napędowy M . Siła dająca moment M jest bowiem równomiernie rozłożona na siedem sworzni. Czynnikiem ten będzie powodował zmniejszenie naprężeń w zespole kół wykonanym według nowego rozwiązania, które przedstawiono na rysunku 3.

Wyniki analizy wytrzymałościowej z użyciem MES dla zespołu kół cykloidalnych

Tabela 3

Ciśnienie robocze p [MPa]	Naprężenie zredukowane σ [MPa]		Luz promieniowy h_r [mm]	
	Tradycyjne rozwiązanie [Rys. 2]	Nowe rozwiązanie [Rys. 6]	Tradycyjne rozwiązanie [Rys. 2]	Nowe Rozwiązanie [Rys. 6]
4	110	73	0,0005	0,0016
8	220	146	0,001	0,0032
12	330	219	0,0015	0,0048
16	440	292	0,002	0,0064
20	550	365	0,0025	0,008
24		438		0,0096
28		511		0,0112
30		548		0,0192

Analizując rysunek 7 i tabelę 3 można powiedzieć, że maszyna gerotorowa z nowym typem napędu umożliwia uzyskanie wyższego ciśnienia roboczego p aniżeli przy tradycyjnym układzie przekazywania napędu.

Należy też zwrócić uwagę na kwestię kryterium wytrzymałościowego. Z przeprowadzonej analizy widać, że dla obu typów konstrukcji (rys. 2 i rys. 6) ewentualna awaria nastąpi w wyniku zniszczenia zespołu kół poprzez wzrost naprężeń. Zniszczenie to nastąpi dużo szybciej zanim wzrost luzu promieniowego h_r spowoduje utratę szczelności, a przez to spadek sprawności objętościowej dla hydraulicznej maszyny gerotorowej.

6. Wnioski

Przedstawione rozwiązanie ma na celu wskazanie sposobu na podwyższenie granicy obciążalności dla zespołu kół cykloidalnych i hydraulicznej maszyny gerotorowej.

W literaturze wcześniejszej [9] opisującej zachowanie się zespołu kół pod obciążeniem przyjmowano, że wszystkie pary zębów po stronie biernej są w kontakcie [9]. Założeniem dodatkowym było przyjęcie, iż obciążenie jest przenoszone w sposób równomierny. W takim przypadku każda z par zębów będących ze sobą we wzajemnym kontakcie, przenosi tę samą część obciążenia. Zgodnie z tym założeniem siły działające w parach zębów będących ze sobą w kontakcie są sobie równe [9]. Przeprowadzona analiza numeryczna nie potwierdza tych założeń.

Analiza potwierdza natomiast potrzebę zastosowania nowego rozwiązania w budowie hydraulicznych maszyn gerotorowych.

Wynik analizy wskazuje, że hydrauliczna maszyna gerotorowa zaprojektowana według nowej koncepcji, może pracować z wyższym ciśnieniem roboczym p . Wartość obciążeń roboczych dla nowego zespołu może być o około 35% wyższa aniżeli dla zespołu kół z tradycyjnym sposobem przesyłania napędu (rys. 1 i rys. 2).

Możliwość zastosowania nowych koncepcji w budowie maszyn gerotorowych należy rozpatrywać zarówno z punktu widzenia odkształceń, jak i naprężeń dopuszczalnych.



Nie należy dopuścić do tego, aby naprężenia w kołach przekroczyły wartość naprężeń granicznych ($\sigma_{DOP} = 550$ MPa), powodując uszkodzenie zespołu kół. Jednocześnie nie należy dopuścić, aby odkształcenia zębów oraz wynikający z tego luz międzyzębny hr przekroczył przyjętą wartość graniczną. Przekroczenie tej wartości spowoduje utratę szczelności, przecieki i spadek sprawności maszyny. Na podstawie literatury przyjęto, że maksymalna wartość luzu hr nie powinna przekroczyć wartości dopuszczalnej $hr_{DOP} = 0,1$ mm [9].

Można powiedzieć, że z punktu widzenia naprężeń nowe rozwiązanie zespołu kół może pracować do wartości ciśnienia roboczego równego $p = 30$ MPa, natomiast tradycyjne do wartości ciśnienia $p = 20$ MPa. Widać, zatem że nowe rozwiązanie jest korzystniejsze w tym aspekcie.

Patrząc jednak z punktu widzenia luzu międzyzębnego hr to tradycyjne rozwiązanie wykazuje lepsze parametry. Należy jednak powiedzieć, że dla obu rozwiązań wartość luzu hr jest dużo niższa aniżeli wartość dopuszczalna dla tego luzu ustalona jako $hr_{DOP} = 0,1$ mm. Analizując wykres przedstawiony na rysunku 7 dotyczący luzu hr widać, że jego wartość nie przekracza wartości $hr = 0,012$ mm.

Warunek odkształceń jest zatem zachowany i nie widać groźby rozszczelnienia maszyny gerotorowej dla obu typów przesyłu napędu. Widać z tego, że warunek naprężeń jest tutaj istotniejszy. Dla obu rozwiązań wzrost naprężeń zniszczy zespół kół wcześniej aniżeli spadek sprawności w wyniku przecieków i uniemożliwi pracę maszyny.

Wynika z tego, że przy wyborze rozwiązania bardziej kierować się należy kryterium naprężeń aniżeli odkształceń. Zasadnym staje się, więc wprowadzenie nowego typu przesyłania napędu dla hydraulicznych maszyn gerotorowych. Nowy typ napędu powoduje bowiem, że wartość naprężeń w zespole kół jest niższa.

Obniżenie wartości naprężeń wykazuje zasadność wprowadzenia nowego sposobu przesyłania napędu do zespołu kół cykloidalnych. Z przeprowadzonej analizy wynika, że nowe rozwiązanie może pracować do wartości ciśnienia roboczego równego $p = 30$ MPa.

Należy jednak powiedzieć, że przy pracy zespołu wystąpią także inne czynniki, które obniżą wytrzymałość. Czynniki te są niedokładności wykonawcze i montażowe, wytrzymałość zmęczeniowa, zmiany wymiarów zależne od temperatury oraz inne warunki eksploatacyjne.

Wszystkie te czynniki są trudne do przewidzenia a przez to także do ujęcia ich w analizie numerycznej. Należy jednak podjąć próbę wzięcia ich pod uwagę, a przez to obniżyć ostateczny zakres obciążalności dla analizowanego zespołu kół.

Na podstawie przeprowadzonej analizy można powiedzieć, że:

- Zespół kół o zmienionym kierunku przesyłania napędu, może teoretycznie pracować do wartości ciśnienia około $p \leq 30$ MPa. Jednak po wzięciu pod uwagę czynników obniżających wytrzymałość to zakres obciążalności też należy obniżyć do wartości ciśnienia roboczego $p \leq 25$ MPa.

Zdaniem autora przedstawione rozwiązanie może być stosowane dla układów hydraulicznych o podwyższonej wartości ciśnienia roboczego p.

Analiza powyższa nie wyczerpuje tematu i można podjąć kolejne próby modyfikacji konstrukcyjnych.



Literatura

1. Lewandowski K.: A change the structural of railway loading stations for containerization. LOGISTYKA no 4/2012, ISSN 1231-5478, pages 483-494.
2. Gamez-Montero P. J., Castilla R., Khamashta M., and Codina E.: Contact problems of a trochoidal gear pump. International Journal of Mechanical Science. 2006, (12).
3. Maiti R.: Active Contact Stresses at Epitrochoid Generated ROTOR-STATOR set of Fixed Axis or Equivalent system 'ROPIMA' type Hydrostatic units, ASME Journal of Engineering for Industry, 113(4):465-473.2. (1991).
4. Biernacki K., Stryczek J.: Analysis of stress and deformation in plastic gears used in gerotor pumps. The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, October 2010, vo.45, Issue 7, pages 465-479.
5. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.: Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. ARCHIVES OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING (2014). Vol. 14, No. 4. Pages 647 – 660. <http://dx.doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.005>
6. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.: Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. ARCHIVES OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING (2014). Vol. 14, No. 3. Pages 391 – 397. <http://dx.doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.008>
7. Maiti R., Nagao M.: Prediction of Starting Torque Characteristics of Epitrochoid Generated Orbital Rotary Piston Hydraulic Motors, JSME International Journal of Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing, C 42(2): pages 416-426. (1999).
8. Nag A., Maiti R.: Unification of Epitrochoid origin profile design approaches for external lobed Star member used in hydrostatic and gear units. Institution of Mechanical Engineers Part-C: Journal of MECHANICAL ENGINEERING SCIENCE, UK. May 24, 2012, 227(2), pages 299-310. DOI: 10.1177/0954406212448365.(2012)
9. Stryczek J.: Cycloidal gears in design of gear pumps and motors. Habilitation Dissertation. Scientific Papers of the Institute of Machine Design and Operation of Wroclaw University of Technology. Series: Monographs nr 15. Wroclaw 1991.
10. Antoniak P., Stryczek J.: Archives of Civil and Mechanical Engineering Volume 18, Issue 4, September 2018, Pages 1103-1115. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2018.03.001>
11. Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: Advanced finite element method in the load-bearing structures Publishing House of Wrocław University of Technology. Wrocław 2000.
12. Smolnicki T., Harnatkiewicz P., Stańco M.: Degradation of a geared bearing of a stacker. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2010, vol. 10, nr 2, p. 131-139.
13. Smolnicki T.: Large - size bearings in opencast mining machines. Design and selection of bulk material handling equipment and systems: mining, mineral processing, port, plant and excavation engineering. Vol. 1 / ed. by Jayanta Bhattacharya. Kolkata : Wide Publishing, 2012, pages 105-130.
14. Banaszek J., Jonak J.: Podstawy konstrukcji maszyn. Wprowadzenie do projektowania przekładni zębatych i doboru sprzęgieł mechanicznych. Politechnika Lubelska. Wydawnictwo Uczelniane 2008, str. 26.



Mechanizmy zniszczeń kół zębatach w napędach maszyn roboczych i ich diagnostyka w warunkach eksploatacyjnych

Daniel Adamecki – Politechnika Śląska

Wojciech Grzegorzek – Politechnika Śląska

Jarosław Mikula – Politechnika Śląska

Stanisław Mikula – Politechnika Śląska

Streszczenie: Rozdział dotyczy podstawowych procesów niszczących uzębienia kół przekładni zębatach w układach napędowych maszyn roboczych oraz możliwości ich diagnostyki w warunkach poligonowych. W rozdziale opisano etapy rozwoju zmęczeniowych złamań zębów oraz procesy niszczące generowane tarciem, a więc zużycie ściernie i wykruszanie warstwy wierzchniej zębów kół zębatach. Zaproponowano adaptację metody magnetyczno-proszkowej w wariantcie mokrym dla potrzeb eksploatacyjnej diagnostyki głównych procesów niszczących kół zębatach stosowanych w napędach maszyn roboczych, w szczególności maszyn górniczych oraz maszyn użytkowanych w warunkach poligonowych. Przedstawiono koncepcję specjalnego induktora do stosowania w diagnostyce magnetyczno-proszkowej kół zębatach.

Słowa kluczowe: maszyny robocze, przekładnia zębata, diagnostyka uszkodzeń, metoda magnetyczno-proszkowa

Wear mechanisms in toothed wheels of gears in drives of the machines and their diagnostics in field conditions

Abstract: The chapter concerns the main processes of gearboxes wear in driving systems of the machines as well as possibility of their diagnostics in *in-situ* conditions. The stages of gearbox teeth break and wear processes in the result of friction, i.e. abrasive wear and chipping of gearbox teeth surfaces, are described. It has been suggested to adapt the magnetic-powder method in the wet variant for the purpose of diagnostics of the main wear processes of gears used in the drives of operating machines, especially the mining machines, in *in-situ* conditions. A concept of a special inductor for use in magnetic particle inspection of gears, is presented.

Keywords: heavy machinery, gearbox, damage diagnostics, Magnetic Particle Inspection (MPI)

1. Wprowadzenie

Przekładnie zębata wykorzystywane w napędach maszyn roboczych, zwłaszcza górniczych, budowlanych, drogowych i rolniczych pracują najczęściej jako wielostopniowe reduktory stosowane w celu uzyskania na wyjściu przekładni dużych momentów obrotowych przy umiarkowanej prędkości obrotowej. Dla wszystkich wspomnianych zastosowań charakterystyczna jest duża zmienność, na ogół wysokich obciążeń eksploatacyjnych, silne oddziaływanie ściernie i korozyjne, obecność pyłowych zanieczyszczeń mineralnych w środowisku pracy. Występuje też zmienność przestrzennego położenia przekładni, utrudniająca warunki smarowania i generująca dodatkowe obciążenia o zmiennej konfiguracji w przestrzeni. Warunki pracy przekładni zębatach we wspomnianych maszynach roboczych ograniczają skutecznie stosowanie typowych metod diagnostyki eksploatacyjnej oraz utrudniają możliwości właściwego serwisowania. Jednocześnie niezawodność działania tych maszyn ma szczególnie duże znaczenie, gdyż wymuszone postoje awaryjne skutkują na ogół bardzo znacznymi stratami, dużym nakładem pracy przy usuwaniu skutków awarii oraz są często źródłem zagrożenia bezpieczeństwa ludzi i procesów technologicznych. Duże wymiary gabarytowe i znaczące masy układów napędowych maszyn roboczych dodatkowo utrudniają warunki pracy obsługi. Wspomniane prace serwisowe często wykonywane muszą być w warunkach poligonowych, w miejscu użytkowania, bez zabezpieczenia niezbędnej infrastruktury serwisowej i diagnostycznej.



Chociaż warunki pracy wielu wspomnianych maszyn roboczych są bardzo zróżnicowane, co wywołuje zróżnicowanie występujących uszkodzeń eksploatacyjnych, to wiele procesów niszczących występujących w napędowych przekładniach zębatych tych maszyn ma analogiczne cechy. Pozwala to na formułowanie wspólnych, ogólnych prawidłowości i wytycznych odnoszących się do przekładni zębatych niezależnie od rodzaju maszyn, w których są użytkowane. Wspólne dla większości maszyn roboczych są podstawowe mechanizmy zniszczeń eksploatacyjnych przekładni zębatych, których poznanie pozwala na ich bardziej racjonalne wykorzystanie w większości maszyn roboczych oraz podejmowanie właściwych, uprzedzających działań zaradczych w oparciu o skuteczną diagnostykę eksploatacyjną, czyli ocenę stanu obiektu w czasie jego pracy, stosując różne techniki diagnozowania [7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14].

Opisane warunki użytkowania maszyn roboczych powodują, że podstawowymi procesami niszczącymi kół zębatych są zmęczeniowe złamania zębów oraz procesy związane z tarciem i dużymi obciążeniami stykowymi zębów, a więc ich zużycie ściernie i wykruszanie warstwy wierzchniej. Zniszczenia kół zębatych wynikające z zacierania w rozpatrywanych przypadkach stosowania przekładni zębatych mają miejsce w wyjątkowych sytuacjach, głównie dzięki umiarkowanym prędkościom obrotowym kół zębatych w maszynach roboczych. W tym opracowaniu zniszczenia przez zatarcie będą pominięte jako zdecydowanie rzadziej występujące we wspomnianych napędach.

2. Zmęczeniowe złamania zębów kół zębatych

Złamania zębów przekładni zębatych, niezależnie od tego czy są to przełomy doraźne w wyniku gwałtownych przeciążeń, czy też pęknięcia zmęczeniowe stopniowo rozwijające się do rozmiarów krańcowych, w eksploatacji maszyn roboczych mają szczególnie krytyczny charakter. Powodują one zwykle nagłe, niespodziewane awarie, często bez wyraźnych wcześniejszych objawów, które pozwoliłyby na działania uprzedzające. Nagłe awarie przekładni napędowych maszyn powodują duże straty postojowe oraz często stanowią zagrożenie dla ich obsługi. Wszystkie inne rodzaje procesów niszczących uzębienia kół zębatych mają charakter stopniowo narastający, ponadto często towarzyszą im wyraźne symptomy dzięki temu są łatwiejsze do praktycznego diagnozowania w toku eksploatacji. Stąd też szczególną uwagę należy poświęcać trwałości zmęczeniowej uzębień kół zębatych napędów maszyn roboczych. Zmęczeniowe złamania zębów przekładni zębatych w toku eksploatacji rozwijają się etapowo z różnym wiodącym procesem niszczącym na każdym z etapów.

2.1. Etap I: Inkubacja mikropęknięć zmęczeniowych zębów

Zapoczątkowanie pęknięć zmęczeniowych zębów kół zębatych, prowadzących ostatecznie do pełnego przełomu zębów, najczęściej postępuje od ognisk zmęczeniowych usytuowanych w warstwie wierzchniej u podstawy zębów. Rolę ognisk zmęczeniowych pełnią różnego rodzaju defekty powierzchniowe zlokalizowane w strefie maksymalnego stopnia wyężenia materiału kół. W inicjacji pęknięć zmęczeniowych główne znaczenie mają naprężenia rozciągające w warstwie powierzchniowej zęba, a pochodzące od zmiennego momentu zginającego wywoływanego siłami międzyzębnymi. Ogniskami mikropęknięć zmęczeniowych mogą być rysy obróbcze, wtrącenia niemetaliczne powierzchniowe i podpowierzchniowe, pęknięcia hartownicze i przypalenia szlifierskie oraz wady strukturalne materiału. Z reguły u podstawy zęba istnieje bardzo wiele potencjalnych ognisk zmęczeniowych i często inkubacja mikropęknięć ma miejsce jednocześnie w wielu ogniskach. Zwykle jedno z tych mikropęknięć w toku dalszej pracy daje początek sukcesywnemu rozwojowi pęknięcia o rozmiarach makroskopowych. Niekiedy można na przełomie zęba obserwować rozwijanie się ostatecznego pęknięcia zęba, inicjowanego od więcej niż jednego ogniska. Zwykle na pewnym etapie pracy zębów te, nawet liczne mikropęknięcia łączą się stanowiąc jedno niszczące pęknięcie

w końcowym etapie eksploatacji koła zębatego. Okres inkubacji mikropęknięć może mieć różny udział w całym okresie pracy zębów. Zależy to od szeregu czynników, z których główne to amplituda naprężeń zmiennych, rodzaj i rozmiar wad powierzchniowych (przede wszystkim ich głębokość), rodzaj i wielkość naprężeń własnych w strefie ogniska zmęczeniowego oraz własności mechaniczne materiału koła. Na pierwszym etapie powstają mikroszczeliny o rozmiarach submikroskopowych.

2.2. Etap II: Rozwój pęknięć zmęczeniowych zębów kół zębatych

Gdy rozmiar (głównie głębokość) mikropęknięć, które zostały zainicjowane w trakcie etapu I osiągnie wielkość progową rozpoczyna się okres stopniowego rozwoju pęknięcia. Prędkość propagacji pęknięć zmęczeniowych dobrze opisuje prawo Parisa, którego najczęściej spotykany zapis ma postać równania różniczkowego [1]:

$$\frac{dl}{dN} = C_0 (K_I^m - K_{Ip}^m) \quad (1)$$

gdzie:

dl/dN – przyrost głębokości pęknięcia zmęczeniowego odniesiony do liczby cykli zmian obciążenia,

C_0 – stała materiałowa wyznaczana doświadczalnie,

K_I – amplitudalna wartość współczynnika intensywności naprężeń:

$$K_I = \sigma_a \sqrt{l} \quad (2)$$

σ_a – naprężenie amplitudalne cyklu zmęczeniowego,

l – bieżąca głębokość pęknięcia,

K_{Ip} – progowa wielkość współczynnika intensywności naprężeń, poniżej której pęknięcia zmęczeniowe nie rozwijają się,

m – wykładnik potęgowy zależny od rodzaju materiału i jego struktury, zwykle dla stali $m = 2 \div 3$ [1].

Pęknięcie zmęczeniowe rozwija się według zależności (1) do chwili osiągnięcia wartości K_I równej krytycznej wielkości intensywności naprężeń K_{Ic} , która to wielkość jest cechą materiałową określaną w znormalizowanych warunkach [1]. Im wyższa wielkość K_{Ic} tym wyższa trwałość zmęczeniowa elementu w tych samych warunkach.

Analiza zapisu prawa Parisa wskazuje, że rozmiar pęknięć zmęczeniowych ma charakter stale monotonicznie rosnący przy prędkości postępu pęknięcia wzrastającej wykładniczo. W warunkach eksploatacji przekładni zębatych występują bardzo liczne dodatkowe wpływy, które powodują, że przebieg pęknięcia zmęczeniowego odbiega, czasem znacznie, od „modelowego” rozwoju pęknięcia opisanego prawem Parisa. W szczególności w pracy przekładni maszyn roboczych występują okresy znaczącego zmniejszenia obciążenia, co może skutkować okresowym zahamowaniem rozwoju pęknięcia. Znajduje to często wyraźne odzwierciedlenie na obrazie powierzchni całkowitego przełomu zębów w postaci tzw. linii przystankowych (rys. 1). Również krótkotrwałe przeciążenia przekładni odbijają się na przebiegu rozwoju pęknięcia. Przeciążenia, jeśli nie są długotrwałe i nadmiernie duże, skutkują często wystąpieniem na czole pęknięcia zmęczeniowego strefy odkształceń plastycznych. Powoduje ono często wystąpienie efektu lokalnego umocnienia plastycznego w strefie czoła pęknięcia, co może na pewien okres zahamować rozwój pęknięcia wskutek uformowania się znacznych naprężeń własnych ściskających. Gdy pęknięcie „pokona” strefę lokalnie umocnioną następuje silny, skokowy wzrost prędkości postępu pęknięcia, niekiedy wtedy występuje też zmiana kierunku głównego pęknięcia. Stąd też powierzchnia przełomów rzeczywistych zębów kół zębatych często ma złożony

charakter, z licznymi uskokami, zmianami kierunku pęknięcia, tworząc obraz charakterystycznych „dorzeczy”.



Rys. 1. Obraz powierzchni eksploatacyjnego przełomu zęba przekładni zębatej. Widoczne ogniska zmęczeniowe, linie przystankowe pęknięcia zmęczeniowego i strefa dołomu zęba [opracowanie własne]

Generalnie ze wzrostem pęknięcia zwykle zmienia się ziarnistość przełomu, od powierzchni drobnoziarnistej w bezpośrednim sąsiedztwie ognisk zmęczeniowych do gruboziarnistej w strefie bliskiej końcowego dołomu. Mikroskopowo można wyróżnić swoiste prążki zmęczeniowe odpowiadające kolejnym przyrostom pęknięcia od kolejnych cykli zmian obciążenia (obrotów koła). Prążki zmęczeniowe mają zróżnicowaną szerokość w zależności od stopnia postępującego pęknięcia, z reguły wzrastającą w miarę postępu procesu zmęczeniowego. Rzeczywiste obrazy pęknięć zmęczeniowych zębów kół zębatych są często bardzo złożone, gdyż oprócz opisanych czynników, silny wpływ ma stan obróbki cieplnej, a zwłaszcza cieplno-chemicznej kół zębatych – konstytuujący złożony stan napężeń własnych zwłaszcza w warstwie wierzchniej zębów. Pewien wpływ ma również sztywność zębów z zaistniałymi pęknięciami, zmniejszająca się w miarę postępującego pęknięcia, co powoduje, że stale zmienia się rozkład obciążeń na poszczególne zęby będące w jednoczesnym zazębieniu oraz rozkład obciążenia po długości linii zębów [6].

Wykonawcze odchyłki geometryczne kół zębatych, zwłaszcza błędy kąta pochylenia linii zębów, odchyłki technologiczne gniazd łożyskowych, ugięcia sprężyste wałów zależne od chwilowego przenieszonego obciążenia oraz gradienty temperatury różnych stref przekładni zębatych powodują, że w praktyce zawsze mają miejsce większe lub mniejsze nierównomierności rozkładu obciążenia wzdłuż linii zębów. To powoduje, że największe jednostkowe obciążenia mają miejsce najczęściej na jednym lub drugim końcu linii zęba. W tej strefie więc najczęściej ma swój początek rozwój pęknięć zmęczeniowych zębów. Ząb lub jego część, w której rozpoczęło się pęknięcie zmęczeniowe wykazuje zwiększoną podatność, uchyla się w rosnącym stopniu od przenoszenia obciążenia, powodując znaczne przeciążenia zębów sąsiednich, będących w jednoczesnym przyporze. Przyspiesza to pęknięcie zmęczeniowe zębów sąsiednich. Stąd też w eksploatacji obserwuje się wskrośne pęknięcia zmęczeniowe części zęba oraz często zniszczenia zmęczeniowe większej liczby zębów w bezpośrednim sąsiedztwie tego zęba, w którym pęknięcie się rozpoczęło (rys. 2). Procesowi rozwoju pęknięcia lub wielu pęknięć zmęczeniowych towarzyszy na ogół zwiększony hałas generowany przez przekładnię. Jest to sygnał diagnostyczny, który może być skutecznie zidentyfikowany metodami diagnostyki drganiowo-akustycznej, natomiast w praktyce jest trudny do ujawnienia bez odpowiedniej aparatury.



Rys. 2. Jednoczesne zmęczeniowe złamania częściowe dwóch zębów przekładni zębatej. Widoczne również zmęczeniowe wykruszenia warstwy wierzchniej współwystępujące ze zmęczeniowym wyłamaniem części zęba (po prawej stronie)
[opracowanie własne]

Obecność środków smarnych w przekładniach zębatych powoduje, że środki te mają dodatkowy, złożony wpływ na proces pękania zmęczeniowego. Z reguły przy współczesnych środkach smarnych, zawierających wiele modyfikujących dodatków wpływ olejów przekładniowych powoduje, że zmienia się prędkość propagacji pęknięć zmęczeniowych, najczęściej w kierunku przyspieszenia pękania w obecności powierzchniowo aktywnej cieczy [1]. Zjawisko to, zwane efektem Rebindera, ciągle nie jest dostatecznie zbadane, jeśli chodzi o aktywność licznych dodatków w stosowanych współcześnie środkach smarnych, zwłaszcza gdy środki te zmieniają wyraźnie swoje własności w toku eksploatacji w wyniku zjawisk starzenia, zanieczyszczenia olejów pyłami, wilgoci i innych czynników.

2.3. Etap III: Gwałtowny rozwój pęknięć zmęczeniowych zębów kół zębatych

Gdy rozmiar pęknięcia zmęczeniowego określonego zęba koła zębatego osiągnie rozmiar krytyczny, rozwój procesu pękania zmęczeniowego gwałtownie przyspiesza. Na tym etapie nie obowiązuje już prawo Parisa, a proces zniszczenia koła zębatego nieuchronnie zmierza do końcowego przełomu ze wszystkimi tego skutkami. Na tym etapie proces pękania opisany może być zależnościami mechaniki pękania. Końcowa strefa pęknięcia zmęczeniowego zwana dołomem na ogół diametralnie zmienia swój charakter, co ma swoje odbicie w obrazie przełomu (rys. 2). Pełne złamanie zęba może na tym etapie nastąpić nawet po niewielkiej liczbie cykli (obrotów) koła zębatego. Często strefa dołomu zębów kół zębatych nosi wyraźne cechy kruchego pękania, a jego powierzchnia charakteryzuje się na ogół dużo większą ziarnistością, wyraźnie odcinając się swoim wyglądem od strefy sukcesywnego rozwoju pęknięcia opisanego w etapie II. Wyłamany na tym etapie pojedynczy ząb lub większa ich liczba, często gwałtownie blokuje przekładnię doprowadzając do zniszczenia innych zębów oraz do uszkodzenia łożysk, wałów lub połączeń obrotowych. Następuje gwałtowne awaryjne zatrzymanie układu maszynowego z dużymi skutkami technicznymi i zagrożeniem bezpieczeństwa obsługi.

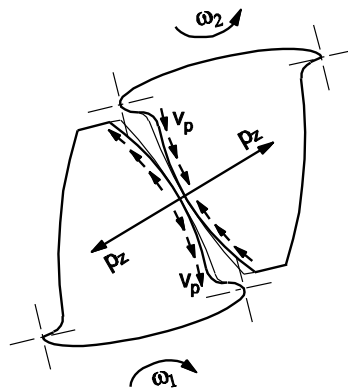
3. Procesy niszczące warstwę wierzchnią zębów kół zębatych

Duże i zmienne obciążenia przenoszone przez koła zębate napędów maszyn roboczych wywołują wysokie naciski stykowe na powierzchniach roboczych zębów. Jest to przyczyną rozwijania się procesów intensywnego zużycia ściernego i wykruszania warstwy wierzchniej, zwłaszcza w sytuacji współwystępowania zanieczyszczeń środków smarnych pyłami mineralnymi o dużej twardości oraz często wzmożonej aktywności chemicznej.

Mechanizm zużycia ściernego kół zębatych jest bardzo złożony i silnie uzależniony od właściwości mechanicznych materiałów użytych do wytwarzania kół i zastosowanych zabiegów technologicznych oraz własności środków smarnych. Z reguły koła zębate maszyn roboczych wykonywane są ze stali

stopowych i poddawane obróbce cieplnej lub cieplno-chemicznej dla uzyskania możliwie dużej odporności na powierzchniowe procesy zużyciowe. Zużycie ściernie i wykruszanie warstwy wierzchniej (pitting) w toku eksploatacji kół zębatych pozostają we wzajemnych złożonych relacjach, często o charakterze synergicznego wzajemnego wzmacniania się i przyspieszania destrukcji kół. W procesie zużycia ściernego i wykruszania warstwy wierzchniej często można wyróżnić dwa charakterystyczne etapy, na których dominujący jest określony mechanizm niszczenia.

Etap I: Na tym pierwszym, początkującym etapie eksploatacji przekładni zębatych wielkość ubytków zużyciowych zębów jest bezpośrednio ściśle związana z wielkością poślizgów na głowach i stopach zębów. Profil zębów na tym etapie pozostaje w przybliżeniu odpowiadający zarysowi ewolwentowemu. Maleje jedynie promień krzywizny zębów, głównie w strefie średnicy tocznej. Dla koła napędzającego większe ubytki zużyciowe obserwuje się na głowie zębów, nieco mniejsze na stopie, natomiast dla koła napędzanego ubytki zużyciowe są większe na stopie zębów. W strefie średnicy tocznej ubytki zużyciowe są minimalne i zwiększają się w miarę oddalania się od punktu tocznego w stronę głowy i stopy zębów (rys. 3). Powierzchnie robocze zębów na tym etapie nie wykazują znaczących zmian chropowatości, brak również wyraźnych lokalnych defektów w postaci rys, wgłębień czy mikropęknięć. W tym okresie można zaobserwować mniej lub bardziej wyraźny efekt docierania się uzębień. W wyniku zużycia bywa, że łagodzony jest rozkład lokalnych nacisków stykowych wzdłuż linii zębów. Występuje w tej sytuacji spadek nadwyżek dynamicznych, zmniejszanie poziomu drgań i hałaśliwości przekładni. Niekiedy występuje też pewien wzrost sprawności mechanicznej objawiający się spadkiem temperatury pracy przekładni w ustalonych warunkach. Wspomniane korzystne zjawiska ulegają następnie zahamowaniu, osiągając swoje ekstremum, po którym sytuacja się stabilizuje a następnie stopniowo się pogarsza przechodząc płynnie do II etapu.



Rys. 3. Schemat powstawania ubytków zużyciowych na głowach i stopach współpracujących zębów koła zębatego. Strzałkami zaznaczono kierunki poślizgów na powierzchniach roboczych zębów (ω_1 – prędkość kątowa koła napędzającego, ω_2 – prędkość kątowa koła napędzanego) [opracowanie własne]

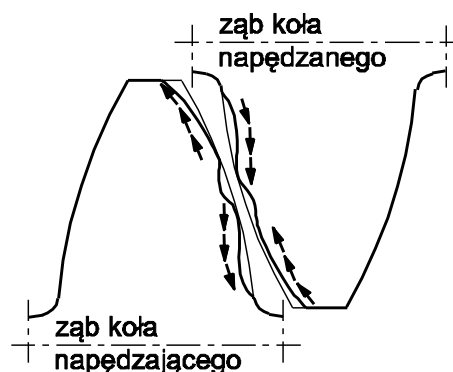
Etap II: Na tym etapie zużycie zębów przekładni zębatych pogłębia się wyraźnie, wykazując przyspieszenie procesu degradacji uzębień. Ubytki zużyciowe występują wtedy na całej wysokości zębów, rośnie również wyraźnie stopień skażenia profilu ewolwentowego. W strefie średnicy tocznej pojawiają się lokalne odkształcenia plastyczne. Sprzyja temu zmniejszanie się promieni krzywizny profilu zębów współpracujących kół, przez co wzrastają lokalne naciski stykowe. Rosną ponadto nadwyżki dynamiczne, gdyż pogarsza się dokładność kinematyczna przekładni zębatych. Pojawiają się lokalne skażenia powierzchni roboczych zębów w postaci rys i zagłębień. W warstwie wierzchniej zębów występują zmęczeniowe pęknięcia przechodzące następnie w wykruszenia warstwy wierzchniej

(tzw. jamki pittingowe), obejmujące rosnącą wraz z narastającą liczbą cykli obciążenia (obrotów kół) coraz większą powierzchnię przy rosnącej ich głębokości.

Gdy zakres wykruszeń warstwy wierzchniej jest jeszcze niewielki, możliwy jest proces zahamowania procesu niszczenia, co może mieć miejsce przy wydatnym czasowym zmniejszeniu obciążenia. Wtedy zaistniałe już objawy niszczenia mogą być w pewnym zakresie łagodzone (tzw. pitting przemijający). Gdy obciążenie ponownie wzrasta, zmęczeniowe wykruszanie warstwy wierzchniej znacznie przyspiesza, wzrastają nadwyżki dynamiczne, rosną drgania i wzmagają się hałasowanie przekładni. Gwałtowne przyspieszenie zniszczenia uzębień następuje, gdy w wyniku zużycia eliminowana jest warstwa o większej twardości zębów, ukształtowana poprzez obróbkę powierzchniową, taką jak nawęglanie, azotowanie lub umocnienie zgniotem powierzchniowym.

Wyraźny wzrost poziomu drgań i hałaśliwości przekładni jest dogodnym sygnałem diagnostycznym i powinien stanowić przesłankę podjęcia decyzji co do dalszego użytkowania przekładni, gdyż kontynuowanie eksploatacji w tych warunkach może prowadzić do nagłych awarii. Rozleglejsze wykruszenia warstwy wierzchniej zębów, zwłaszcza te o większej głębokości mogą być ogniskiem rozwoju wskrośnych pęknięć zmęczeniowych zębów z całkowitym ich wyłamaniem, gdyż stanowią one silne koncentratory naprężeń, od których pęknięcia zmęczeniowe rozwijają się z dużą prędkością (patrz. rys. 2). Istotne znaczenie na tym etapie ma również wyraźny spadek sprawności mechanicznej przekładni, co skutkuje rosnącymi stratami energii. Ujawnia się to nadmiernym grzaniem się przekładni. Wynikający ze spadku sprawności wzrost temperatury pracy przekładni stanowi niekiedy istotne zagrożenie pożarowe oraz przyspiesza procesy degradacji środków smarnych i uszczelnień, zwłaszcza obrotowych.

Opisany niejako „modelowy” przebieg procesu niszczenia kół zębatych w praktyce może wykazywać szereg odstępstw. Przykładowo, gdy oba współpracujące koła zębate mają obniżoną, taką samą lub zbliżoną twardość i pracują przy umiarkowanych prędkościach obwodowych i dużych obciążeniach, może wystąpić bardzo specyficzna postać zużycia współpracujących zębów [2]. Na kole napędzającym w strefie średnicy tocznej pojawić się może wyraźny rowek wzdłuż linii zęba, natomiast na kole napędzanym może powstać charakterystyczny garb. Wspomniany garb usytuowany na średnicy tocznej i rozciągający się wzdłuż linii zęba wynika stąd, że materiał zęba z obu stron garbu zostaje zużyty w większym stopniu. Takiemu obrazowi zużycia towarzyszą wyraźnie widoczne strefy odkształceń plastycznych, które mają również swój udział w formowaniu się wspomnianego garbu (rys. 4). W trakcie dalszej eksploatacji przekładni opisany garb i rowek ulegają stopniowej eliminacji, zwłaszcza, gdy następuje rozwój zmęczeniowego wykruszania warstwy wierzchniej zębów.



Rys. 4. Schemat tworzenia się rowka wzdłuż linii zęba koła napędzającego i garbu na zębie koła napędzanego [opracowanie własne]

Na obu opisanych etapach zużycia kół zębatach duży wpływ ma użycie właściwego środka smarnego [4]. Szczególne znaczenie ma optymalny dobór lepkości olejów smarnych do smarowania przekładni w zależności od obciążenia [5]. Przy dużym stopniu zużycia zębów często występują dodatkowe obciążenia wzdłużne kół, zwłaszcza gdy koła, nawet o zębach prostych nie są zazębione na pełnej szerokości. Na rysunku 5 pokazano taki skrajny stan zużycia ściernego koła zębatego pracującego przy dużym zanieczyszczeniu oleju smarnego pyłem mineralnym. W takiej sytuacji szczególnie silnie spada sprawność mechaniczna oraz generowane może być dodatkowo niszczenie łożyskowań przekładni prowadzące do bardziej rozległych awarii napędów.

W wielu przypadkach przekładnie zębata maszyn roboczych pracują bez wymiany środków smarnych, a jedynie przy okresowym uzupełnianiu ubytków wywołanych wyciekami przez zużyte uszczelnienia, przez które do wnętrza przekładni z kolei dostają się zanieczyszczenia pyłowe. Nawet gdy wykonywana jest wymiana środka smarnego, to w przypadku omawianych maszyn, do wyjątków należą zabiegi starannego usuwania produktów zużycia ściernego i zanieczyszczeń pyłowych osadzonych wewnątrz przekładni. Wpływa to na znaczne obniżenie trwałości eksploatacyjnej przekładni. Zagadnienie to wymaga bardziej systemowego rozwiązania.



Rys. 5. Widok skrajnego stopnia zużycia ściernego zębów koła zębatego pracującego na niepełnej szerokości koła w warunkach intensywnego oddziaływania pyłu mineralnego [opracowanie własne]

4. Eksploatacyjna diagnostyka procesów niszczenia kół zębatach

W praktyce eksploatacyjnej maszyn roboczych, zwłaszcza górniczych, wykorzystanie standardowych metod diagnostyki technicznej napotyka na duże trudności. Wibroakustyczne metody diagnozowania stanu technicznego przekładni zębatach wymagają stosowania kosztownych i złożonych układów diagnostycznych oraz wysokich kwalifikacji obsługi. Ponadto w warunkach występowania wielu zakłóceń pochodzących od innych układów mechanicznych, efektywność praktyczna metod analizy drgań i hałasów w przypadku przekładni zębatach, zwykle wielostopniowych, jest niewystarczająca.

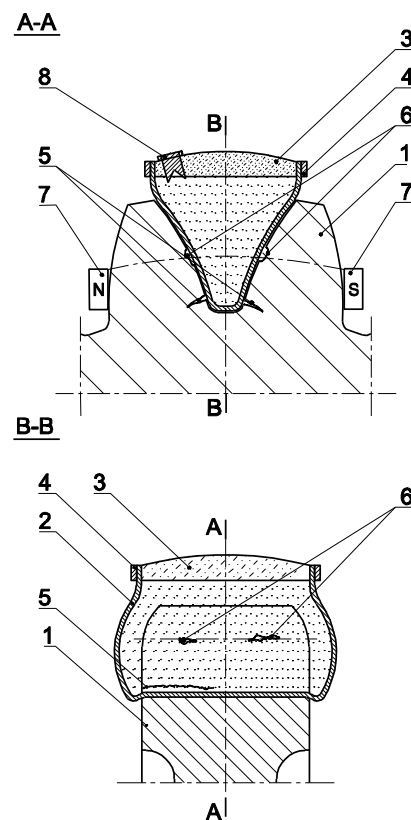
W tej sytuacji należy poszukiwać metod diagnostycznych dających się łatwo wykorzystać w trudnych warunkach eksploatacji przy minimalizacji kosztów i nakładów pracy na sam proces diagnozowania. Wczesne ujawnienie rozwijających się procesów niszczących opisanych w poprzednich punktach niniejszego rozdziału ma duże znaczenie dla zapobiegania kosztownym awariom i racjonalnej gospodarki systemami mechanicznymi.

Dla ujawnienia pęknięć zmęczeniowych zębów przydatne jest stosowanie specjalnie do tego celu opracowanych ciekłych penetrantów, którymi pokrywa się analizowaną powierzchnię zębów. Po ich

wytarciu z powierzchni, ta część penetrantu, który wniknie w szczeliny zmęczeniowe lub w inne defekty powierzchniowe jest dobrze widoczna, zwłaszcza przy oświetleniu lampą ultrafioletową. Krótki czas oceny pozwala na wykonanie kontroli wielu zębów w czasie przerw w pracy. Prawidłowe stosowanie penetrantów nie zanieczyszcza cieczy smarnych w przekładniach zębatych. Metoda ta jednak ograniczona jest do wykrywania pęknięć i wad, które wychodzą na zewnątrz powierzchni elementów.

Dla potrzeb ujawnienia pęknięć i defektów w szerszym zakresie, w tym i wad podpowierzchniowych przydatne jest wykorzystanie defektoskopów magnetycznych produkowanych przez wiele firm [3]. Szczególnie efektywne jest stosowanie defektoskopii magnetyczno-proszkowej w wykorzystaniem proszków magnetycznych. W wariantach suchym i mokrym defektoskopia magnetyczno-proszkowa stosowana jest w wielu dziedzinach budowy maszyn i urządzeń. Dużą praktyczną przydatność mają pojemniki aerosolowe z cieczą nośną i drobnodispersyjnym proszkiem magnetycznym. Nie mogą być one jednak stosowane w warunkach zagrożenia wybuchowego, a więc np. w podziemiach kopalń węgla kamiennego.

Do zastosowania w każdych warunkach predystynowana jest metoda magnetyczno-proszkowa w wariantcie mokrym, specjalnie zaadaptowana dla kół zębatych napędów maszyn roboczych. Metodę tę opracowano w Katedrze Mechanizacji i Robotyzacji Górnictwa Politechniki Śląskiej wraz ze sposobem jej wykorzystania do diagnozowania zniszczeń kół zębatych, co ilustruje rysunek 6.

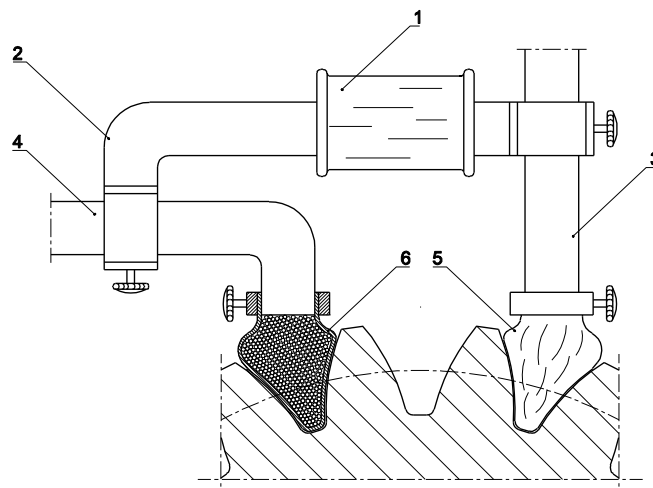


Rys. 6. Przyrząd do ujawniania uszkodzeń eksploatacyjnych kół zębatych metodą magnetyczno-proszkową mokrą (przykład dla koła zębatego przekładni nawrotnej), gdzie: 1 – badane koło zębate, 2 – naczynie z cienkiej gumy zawierające zawiesinę proszku magnetycznego w cieczy nośnej, 3 – przezroczyste wieczko przyrządu, 4 – opaska zaciskowa, 5 – typowe położenie pęknięć zmęczeniowych u podstawy zębów, 6 – położenie początkowych wykruszeń warstwy wierzchniej zębów, 7 – magnesy trwałe, 8 – korek gumowy do uzupełnienia cieczy nośnej i odpowietrzenia wnętrza przyrządu [opracowanie własne]

Przyrząd będący podstawą metody składa się z naczynia 2 wykonanego z cienkiej elastycznej gumy, wypełnionego cieczą nośną z małą ilością drobnodispersyjnego proszku magnetycznego np. magnetytu. Naczynie zamknięte szczelnie jest przezroczystym wieczkiem 3 połączonym z naczyniem 2 opaską zaciskową 4. Wieczko 3 posiada korek gumowy 8, poprzez który następuje uzupełnianie cieczy z użyciem np. strzykawki i ew. odpowietrzanie naczynia. Użycie przyrządu polega na tym, że po jego wstrząśnięciu dla uzyskania jednorodnej zawiesiny proszku magnetycznego w cieczy przyrząd układa się we wrębie międzyzębnym badanego koła zębatego 1. W wyniku swobodnej sedimentacji proszku magnetycznego na dnie naczynia proszek układa się ze zwiększonym skupieniem w tych strefach kół zębatych wykonanych ze stali, staliwa lub żeliwa, w których występują zmiany właściwości magnetycznych spowodowane np. postępującym pęknięciem lub powierzchniowym defektem materiału. Czarny proszek magnetytu jest dobrze widoczny na tle białej powierzchni wewnętrznej naczynia 2. Gdy zachodzi potrzeba opisany efekt może być wzmocniony dodatkowo przez użycie dwóch magnesów trwałych 7 lub specjalnych induktorów wytwarzających stan namagnesowania badanej strefy koła zębatego 1. Gdy brak defektów danego zęba dno naczynia przyjmuje jednolity szary kolor.

Przy użyciu przyrządu można ujawnić pęknięcia zmęczeniowe, najczęściej położone w strefie u podstawy zębów oraz pęknięcia powierzchniowe i podpowierzchniowe występujące w wyniku procesów opisanych w punkcie 3 niniejszego rozdziału. Na rysunku 6 przykładowo pokazano najczęstsze położenie pęknięć zmęczeniowych 5 i położenie pierwszych wykruszeń warstwy wierzchniej zębów 6. Przyrząd umożliwia ujawnienie również szeregu wad materiałowych w postaci powierzchniowych i podpowierzchniowych wtrąceń niemetalicznych, pęknięć hartowniczych, szlifierskich i innych defektów uzębień kół zębatych.

Dla potrzeb magnesowania zębów kół zębatych w warunkach poligonowych w i podziemiach kopalni przydatny może być induktor przedstawiony na rysunku 7.



Rys. 7. Induktor do magnesowania zębów kół zębatych dla potrzeb diagnostyki magnetyczno-proszkowej przyrządem z rys. 6, gdzie: 1 – zwojnica, 2 – rdzeń, 3 i 4 – ramiona, 5 i 6 – nabiegunniki [opracowanie własne]

Jego zwojnica 1, która może być zasilana z baterii lub przez odpowiedni zasilacz, umieszczona jest na rdzeniu 2 wykonanym z pasków blachy transformatorowej. Rdzeń 2 połączony jest z ramionami 3 i 4 w sposób zapewniający małą stratność strumienia magnetycznego. Ramiona 3 i 4 zakończone są zdejmowanymi nabiegunnikami 5 i 6 wykonanymi w postaci szczelnych pojemników z elastycznego materiału, np. gumy. Nabiegunniki wypełniane są kulkami o nieco mniejszej średnicy z materiału ferromagnetycznego, np. stali transformatorowej oraz dodatkowo niewielką ilością oleju o dużej gęstości.



Dzięki takiej konstrukcji nabiegunniki łatwo dostosowują się kształtem do wrębów kół zębatach różnej wielkości w tym, między innymi, do wrębów kół skośnych, stożkowych czy łukowych. Ścisłemu przyleganiu nabiegunników do magnesowanych zębów dodatkowo sprzyja działanie magnetyczne po włączeniu zasilania. Po krótkotrwałym namagnesowaniu induktor może być wyłączony i ewentualnie przeniesiony do kolejnych wrębów diagnozowanego koła zębatego.

Stosowanie opisanych przyrządów nie wymaga żadnych wstępnych przygotowań powierzchni, nie zanieczyszcza wnętrza przekładni, w tym i środków smarnych, zaś prostota i krótki czas diagnozowania pozwala na ocenę wielu zębów w czasie nawet krótkotrwałych przerw. Te same przyrządy mogą być stosowane wielokrotnie dla dużego zakresu wielkości zębów, pozwalając na śledzenie postępujących procesów niszczących w toku eksploatacji różnych przekładni zębatach. Umożliwia to podejmowanie racjonalnych decyzji w trakcie użytkowania maszyn, nie dopuszczając do kosztownych awarii przekładni napędowych maszyn roboczych.

Zaprezentowane przyrządy mogą być szczególnie przydatne w eksploatacyjnym diagnozowaniu procesów niszczących przekładni stosowanych w podziemiach kopalni węgla kamiennego i w innych trudnych warunkach.

5. Podsumowanie

W rozdziale opisano przebieg podstawowych procesów niszczących uzębienia kół przekładni zębatach maszyn roboczych, zwłaszcza maszyn stosowanych w górnictwie. Scharakteryzowane zostały etapy rozwoju zmęczeniowych złamań zębów oraz procesy niszczące generowane tarcieniem, a więc zużycie ściernie i wykuszanie warstwy wierzchniej zębów kół zębatach. Zaproponowano adaptację metody magnetyczno-proszkowej w wariantcie mokrym dla potrzeb eksploatacyjnej diagnostyki głównych procesów niszczących kół zębatach stosowanych w napędach maszyn roboczych ze szczególnym uwzględnieniem maszyn stosowanych w górnictwie węglowym oraz użytkowanych w warunkach poligonowych. Przedstawiono koncepcję specjalnego induktora do stosowania w diagnostyce magnetyczno-proszkowej kół zębatach. Zaproponowane rozwiązanie zostało zgłoszone do Urzędu Patentowego RP pod nr P.431938 w dnia 26.11.2019 r.

Literatura

1. Kocańda S.: Zmęczeniowe pękanie metali (fatigue failure of metals in Polish) WNT, Warszawa (1985).
2. Garkunow D. N.: Tribotechnika, Maszynostrojenie, Moskwa (1985).
3. Lewińska-Romicka G.: Badania nieniszczące. Podstawy defektoskopii. WNT, Warszawa (2001).
4. Jaszczerycin P.L., Skorynin J. W.: Rabotosposobnost uzłów trienia maszin. Wyd. Nauka i Technika, Mińsk, 1984.
5. Spałek J.: Dobór lepkości oleju do przekładni zębatach w aspekcie trwałości uzębienia. Materiały XXII Szkoły Tribologicznej, Gliwice-Ustroń, 1998.
6. Skoć A., Światoński E.: Przekładnie zębate. PWN, Warszawa 2018.
7. Szweda S., Mięka J., Mięka S.: Magnetic-and-powder Method in Diagnostics of Welded Joints in Powered Roof Supports. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 545. 012015. DOI: 10.1088/1757-899X/545/1/012015. 2019.



8. Augustynowicz J., Dudek K., Figiel A.: Wykorzystanie termowizji w diagnostyce maszyn górnictwa odkrywkowego. Węgiel Brunatny 2000 wyd. spec.
9. Bartelmus W.: Diagnostyka Maszyn Górniczych. Górnictwo Odkrywkowe. Wyd. Śląsk, Katowice 1998.
10. Capdessus C., Sidahmed M., Lacoume J.L.: Cyclostationary processes: Application in gear faults early diagnosis. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 14, No. 3, May 2000, pp. 371-385.
11. Radkowski S.: Low energy components of vibroacoustic signal as the basis for diagnosis of defect formation. Machine Dynamics Problems, vol 12, 1995.
12. Rivola A.: Crack detection by bispectral analysis. Atti XIII Congresso Nazionale Associazione Italiana di Meccanica. Teorica ed Applicata - AIMETA'97,1997, Siena, Italia, Ed. ETS, Pisa, Italia, 2, 73-80.
13. Wilk A., Łazarz B., Madej H.: Diagnostowanie wczesnych stadiów rozwoju uszkodzeń kół zębatych. Diagnostyka vol. 24, 2001, s. 46–53.
14. Stachurski M.: Badania magnetyczno-proszkowe złączy spawanych, Gliwice, 2002.



Zużycie elementów sekcji obudowy zmechanizowanej o długim okresie użytkowania w aspekcie oceny jej stanu technicznego

Krzysztof Turczyński – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Jacek Gerlich – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Jarosław Czubaszek – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Dariusz Nowaczewski – LW Bogdanka S.A.

Streszczenie: W rozdziale omówiono metodę oceny zmiany grubości blach podstawowych elementów sekcji obudowy zmechanizowanej. Użytkowana od 1996 r. sekcja obudowy zmechanizowanej wytypowana została do badań stanowiskowych w akredytowanym laboratorium, na podstawie przeglądu technicznego zrealizowanego w 2020 r. Przedstawiono wyniki pomiarów grubości blach elementów sekcji stykających się ze skałami otaczającymi wyrobisko, grubości tężników: stropnicy, osłony odzawałowej i spągnicy. Przeanalizowano również wyniki pomiarów średnicy otworów elementów podstawowych par przegubowych sekcji, wykonanych podczas badań technicznych sekcji przeprowadzonych od 2009 do 2020 r. Korzystając z uzyskanych wyników pomiarów wyznaczono procentowy ubytek grubości blachy wywołany zużyciem tribokorozyjnym i korozyjnym. Wyniki wyznaczonych ubytków grubości blach nie powodują utraty zakładanych właściwości wytrzymałościowych i w tym zakresie są zbieżne z pozytywnymi wynikami badań wytrzymałościowych i zmęczeniowych badanej sekcji na stanowisku w akredytowanym laboratorium.

Słowa kluczowe: górnictwo, obudowa zmechanizowana, elementy podstawowe: stropnica, spągnica, osłona odzawałowa, zużycie korozyjno-ściernie

Wear of powered roof support unit after a long period of operation in the aspect of assessing its technical condition assessment

Abstract: The process and results of stand tests on the powered support manufactured in 1996 were selected, based on technical inspection in 2020, for testing at the KOMAG's accredited testing laboratory are discussed. The results of thickness measurements of metal sheets contacting the rocks around the working, thickness of canopy brace, gob shield and the base are presented. Also, the measurements of openings diameters of the main powered roof support articulating pairs components during the technical inspections from 2009 to 2020 were analysed. Based on these measurements, the percentage loss of metal sheet thickness in the result of corrosive and abrasive wear was determined. It was found that despite the loss in metal sheets thickness and increase in size of bolts connections the roof support passed the strength and fatigue tests in the accredited laboratory with the positive result.

Keywords: mining industry, powered roof support, main components: canopy, base, gob shield, corrosive and abrasive wear

1. Wprowadzenie

Jednym z symptomów pogorszenia stanu technicznego sekcji są ubytki grubości blach i zmiana cech geometrycznych par przegubowych sekcji. Z tego względu pomiary grubości blach i średnic otworów połączeń przegubowych elementów podstawowych sekcji są wykonywane w trakcie każdego badania technicznego. Niestety w warunkach wyrobiska ścianowego (czy też komory montażowej) wykonanie pełnego zakresu pomiarów nie zawsze jest możliwe, ze względu np. na ograniczoną dostępność miejsca, jak i możliwych do zastosowania metod pomiarowych. Znacznie lepsze warunki do oceny ubytków grubości badanych blach oraz zmiany średnic otworów połączeń przegubowych sekcji obudowy o długim okresie użytkowania można uzyskać w trakcie przeglądu technicznego do badań wytrzymałościowych w akredytowanym laboratorium badań. Przedmiotem niniejszego rozdziału jest ocena zużycia tribokorozyjnego (korozyjno-ściernego) blach i zużycia średnic otworów połączeń przegubowych podstawowych elementów sekcji wyprodukowanej w 1996 r., na podstawie pomiarów wykonanych w trakcie przeglądów technicznych sekcji obudowy oraz wyników pomiarów uzyskanych

w akredytowanym laboratorium ITG KOMAG. Tribokorozja to proces zużywania wywołany jednoczesnym działaniem wymuszeń mechanicznych oraz czynników środowiska korozyjnego [1]. Omawiane wyniki pomiarów i analiz są fragmentem badań wykonywanych w laboratorium celem oceny przydatności kompletu ścianowego obudowy do dalszego użytkowania w kolejnych ścianach. Procedurę badania stanu technicznego sekcji o długim okresie jej użytkowania przedstawiono w rozdziale 2.

2. Procedura badania stanu technicznego sekcji o długim okresie użytkowania

Przed zabudową sekcji obudowy zmechanizowanej w kolejnej ścianie, zgodnie z obowiązującymi „Wymaganiami w zakresie bezpieczeństwa użytkowania oraz oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej” [2] sekcje poddawane są ocenie stanu technicznego [3]. W ramach oceny Kierownik Ruchu Zakładu Górniczego powołuje obligatoryjnie komisję przeprowadzającą przegląd techniczny wszystkich sekcji obudowy zmechanizowanej, natomiast badanie techniczne sekcji wykonuje się w przypadku, gdy od roku produkcji minęło 5 lat. Liczbę sekcji poddanych badaniu technicznemu przedstawiono w tabeli 1.

Liczba sekcji badanych w zależności od roku produkcji
(opracowanie własne)

Tabela 1

Lp.	Liczba lat od roku produkcji elementu podstawowego sekcji	Liczba sekcji poddanych badaniu technicznemu
1	do 5 lat	0
2	do 10 lat	1
3	do 15 lat	2
4	powyżej 15 lat	4

Jeżeli podczas przeprowadzania przeglądu technicznego przez komisję stwierdzono pęknięcia w elementach podstawowych (w tym pęknięcia spoin), to sekcje z tymi elementami są kierowane do dodatkowych badań technicznych.

W trakcie badania technicznego sprawdza się:

- odchylenia prostoliniowości elementów podstawowych,
- wymiary komponentów połączeń przegubowych,
- grubość blach i tężników elementów podstawowych,
- stan spoin,
- stan elementów hydrauliki siłowej.

W przypadku, gdy od roku produkcji minęło 20 lat, w ramach przeglądu technicznego typowana jest jedna sekcja, która poddawana jest badaniom stanowiskowym w akredytowanym laboratorium.

3. Badania stopnia zużycia podstawowych elementów sekcji

Badaniom w akredytowanym laboratorium badawczym ITG KOMAG poddano sekcję obudowy podporowo-osłonowej, o podziałce 1,5 m [4], wyprodukowaną w 1996 roku i zmodernizowaną w 2009 roku. Sekcja ta została wytypowana z kompletu ścianowego obudowy podczas ostatniego



przeгляdu technicznego przeprowadzonego w 2020 r., spośród sekcji o najdłuższym wybiegu (29089,5 m co odpowiada co najmniej 36.362 cyklom). Sekcja została poddana badaniom wytrzymałościowym i trwałości zmęczeniowej (8.000 cykli trwałości przy różnych sposobach podparcia) [5]. Kopalnia po przeprowadzonych badaniach, w ramach oceny stanu technicznego, zaproponowała Laboratorium Badań ITG KOMAG opracowanie dodatkowego, rozszerzonego programu badań, których celem było zebranie danych, na podstawie których można podjąć racjonalnie uzasadnioną, decyzję o zabudowie pozostałych sekcji kompletu w kolejnych, nowo uruchamianych ścianach.

W związku z tym wykonano dodatkowo 26.000 zmiennym cykli trwałości zmęczeniowych przy różnych sposobach podparcia [6], przeprowadzono również pomiary grubości blach i tężników elementów podstawowych sekcji.

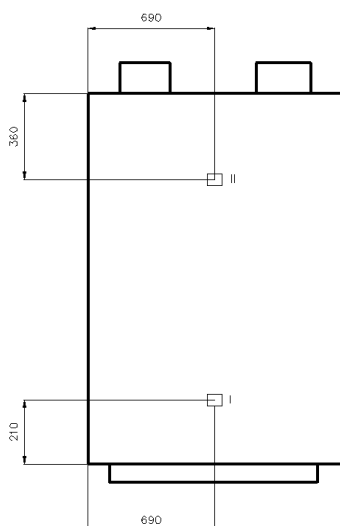
3.1. Przebieg badań

Wykonane pomiary grubości blach, w ramach badań technicznych, uwidoczniły większy ubytek grubości blach elementów sekcji, które bezpośrednio współpracują ze stropem, spągami, lub zawałami, niż pozostałych elementów sekcji. Zwiększone ubytki blach związane są ze zjawiskiem tribokorozji (abrazja skał stropowych i spągowych oraz często niekorzystne warunki środowiskowe), które oddziałują w bardzo dużym stopniu na blachy elementów mających bezpośredni kontakt ze skałami wyrobiska, a w niewielkim stopniu na pozostałe elementy konstrukcyjne sekcji, gdzie dominuje zjawisko korozji. Wobec powyższego pomiary ograniczono do blach elementów, które bezpośrednio współpracują z górotworem oraz do podstawowych tężników. Pomiary przeprowadzono w warunkach laboratorium ITG KOMAG. Badania zgodności wymiarów sekcji obudowy z dokumentacją techniczną wykonano zgodnie z instrukcją badawczą PB-DLB-10 [7]. Na podstawie oględzin i analizy dokumentacji osłony odzawałowej, stropnic i spągnicy, wytypowano miejsca wykonywania pomiarów grubości blachy, które oznaczone schematycznie na rysunkach 1÷3. Do określania grubości blach użyto grubościomierza ultradźwiękowego „Positector Typ A” [8], będącego na wyposażeniu ITG KOMAG. Przyrząd ten umożliwia pomiar z dokładnością 0,03 mm, w zakresie grubości 2,5÷125 mm. Przyrząd wyposażony jest w mikroprocesorowy układ sterowania, przeznaczony do szybkich, nieniszczących pomiarów grubości materiałów elementów jednostronnie dostępnych, na których ubytki są równomiernie rozmieszczone.

3.2. Wyniki pomiarów grubości blach i tężników

W pierwszej kolejności przeanalizowano grubości blach podstawowych elementów sekcji, eksploatowanej przez 24 lata (od roku 1996 roku do 2020 roku, w którym przeprowadzono ostatnią ocenę stanu technicznego [9]).

Wyniki pomiarów zestawiono w tabelach 2÷4.

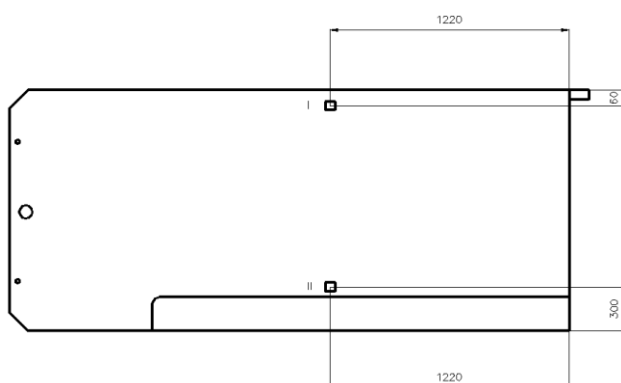


Rys. 1. Rozmieszczenie obszarów i punktów pomiarowych blachy osłony odzawałowej (opracowanie własne)

Wyniki pomiarów grubości blachy osłony odzawałowej (opracowanie własne)

Tabela 2

Numer pomiaru	Wyniki pomiarów grubości blach, mm	
	I	II
1	18,70	18,12
2	18,50	18,03
3	18,80	18,04
4	18,14	18,02
5	18,11	18,03

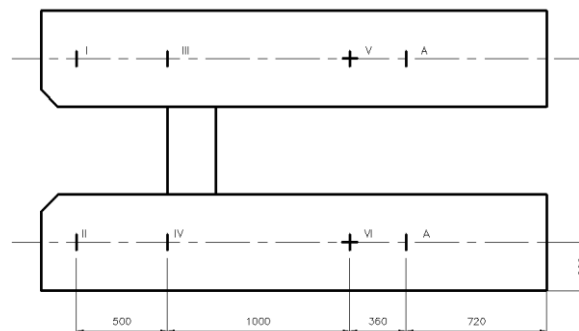


Rys. 2. Rozmieszczenie obszarów i punktów pomiarowych blachy stropnicy (opracowanie własne)

**Wyniki pomiarów grubości blachy stropnicy
(opracowanie własne)**

Tabela 3

Numer pomiaru	Wyniki pomiarów grubości blach, mm	
	I	II
1	28,34	28,04
2	28,30	28,02
3	28,40	28,05
4	28,34	28,03
5	28,38	28,07



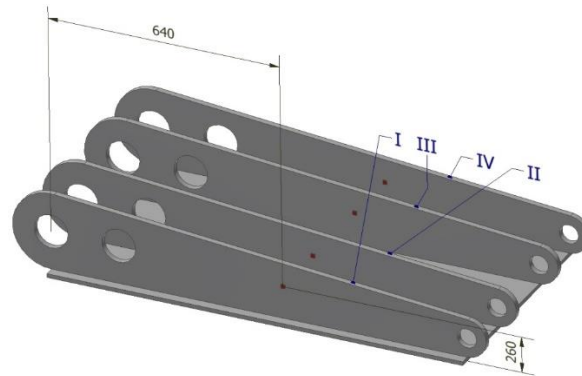
Rys. 3. Rozmieszczenie obszarów i punktów blachy spągnicy. Symbol A – baza pomiarowa (otwór sworzniowy łącznika przedniego) (opracowanie własne)

**Wyniki pomiarów grubości blachy spągnicy
(opracowanie własne)**

Tabela 4

Numer pomiaru	Wyniki pomiarów grubości blach, mm					
	I	II	III	IV	V	VI
1	27,40	27,03	27,09	26,80	27,30	28,41
2	27,68	26,75	27,10	26,32	27,59	28,44
3	27,37	26,66	27,55	26,37	27,26	27,50
4	27,45	26,56	27,57	26,36	27,45	28,00
5	27,33	26,57	27,07	26,40	27,65	27,42

Następnie przeanalizowano grubości tężników osłony odzawałowej, stropnicy zasadniczej i spągnicy. W tym celu wytypowano miejsca wykonywania pomiarów (oznaczone schematycznie na rysunkach 4÷6), z których usunięto zanieczyszczenia. Wyniki pomiarów przedstawiono zestawiono w tabelach 5÷7.

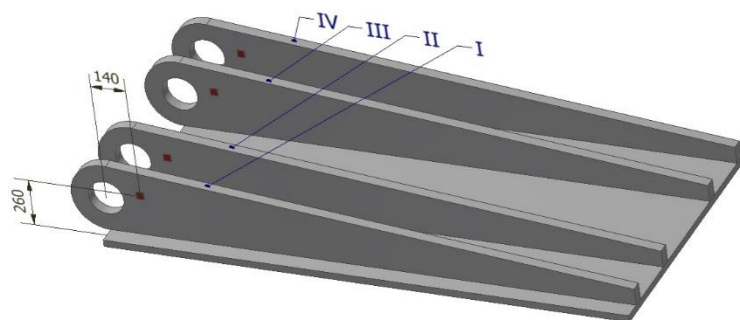


Rys. 4. Rozmieszczenie obszarów i punktów pomiarowych tężników osłony odzawałowej (opracowanie własne)

**Wyniki pomiarów grubości tężników osłony odzawałowej
(opracowanie własne)**

Tabela 5

Numer pomiaru	Wyniki pomiarów grubości blach, mm			
	I	II	III	IV
1	29,61	29,42	29,41	29,43
2	29,43	29,56	29,61	29,42
3	29,54	29,61	29,53	29,51
4	29,46	29,47	29,45	29,32
5	29,38	29,39	29,62	29,28



Rys. 5. Rozmieszczenie obszarów i punktów pomiarowych tężników stropnicy (opracowanie własne)

**Wyniki pomiarów grubości tężników stropnicy
(opracowanie własne)**

Tabela 6

Numer pomiaru	Wyniki pomiarów grubości blach, mm			
	I	II	III	IV
1	29,32	29,42	29,52	29,34
2	29,47	29,57	29,47	29,52
3	29,51	29,52	29,51	29,42
4	29,43	29,41	29,61	29,37
5	29,37	29,61	29,45	29,45

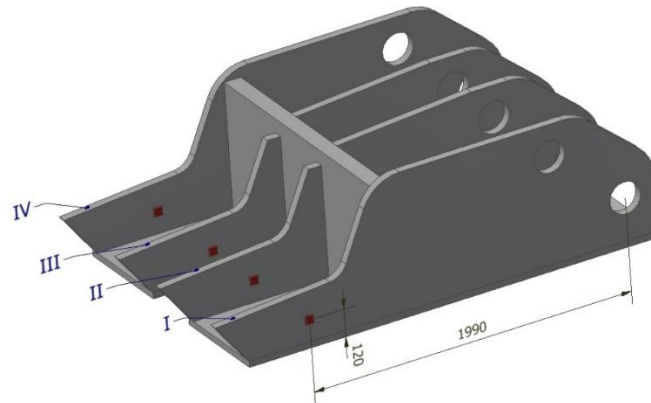
Rys. 6. Rozmieszczenie obszarów i punktów pomiarowych tężników spągnicy
(opracowanie własne)**Wyniki pomiarów grubości tężników spągnicy
(opracowanie własne)**

Tabela 7

Numer pomiaru	Wyniki pomiarów grubości blach, mm			
	I	II	III	IV
1	28,34	37,22	37,28	28,04
2	28,32	37,41	37,42	28,12
3	28,41	37,32	37,51	28,26
4	28,34	37,61	37,43	28,15
5	28,35	37,43	37,28	28,05

3.3. Analiza zmiany średnic otworów połączeń przegubowych elementów podstawowych sekcji

Zmiana cech geometrycznych par przegubowych elementów podstawowych sekcji ma istotny wpływ na jej cechy funkcjonalne, zwłaszcza szerokość nieosłoniętej ścieżki przystropowej. Z tego względu, nieodłącznym elementem każdej oceny stanu technicznego są pomiary średnicy otworów połączeń przegubowych sekcji. Wyniki te świadczą o stopniu zużycia przegubu. Natomiast wartości średnicy danego otworu, wyznaczone w kolejnych badaniach technicznych umożliwiają ocenę intensywności procesu zużycia.

W tabeli 8 przedstawiono porównanie wyników pomiarów średnic otworów podstawowych par przegubowych rozpatrywanego typu sekcji, wykonanych w trakcie kolejnych ocen stanu technicznego:

- ocena wykonana w 2009 r., po której zdecydowano o remoncie i modernizacji sekcji (poz. 1),
- ocena w 2010 r., wykonana po remoncie i modernizacji (poz. 2),
- ocena w 2020 r., po której wytypowano sekcje do badań stanowiskowych (poz. 3),
- pomiary wykonane w 2020 r. po zakończeniu badań stanowiskowych, obejmujących m.in. 34.000 cykli trwałości zmęczeniowej (poz. 4).

Wyniki pomiarów zestawiono w tabeli 8. W ostatnim wierszu podano granice przedziału dopuszczalnej wartości średnicy danego otworu.

Wyniki pomiarów średnic otworów w poszczególnych elementach par przegubowych, mm

Tabela 8

Lp.	Rok wykonania pomiarów	Połączenie stropnicy z osłoną odzawalową	Połączenie osłony odzawalowej z łącznikiem przednim	Połączenie osłony odzawalowej z łącznikiem tylnym	Połączenia osłony odzawalowej ze stropnicą	Łącznik przedni	Łącznik tylny
1.	2009	101,00÷104,30	130,70÷132,40	110,70÷112,40	101,00÷102,40	130,70÷132,40	110,70÷112,40
2.	2010	100,55÷100,75	130,60÷130,70	110,60÷110,70	100,70÷100,85	130,60÷130,75	110,60÷110,75
3.	2020	100,60÷101,00	130,60÷130,90	110,60÷110,90	100,60÷101,00	130,60÷130,90	110,60÷111,00
4.	2020	100,24÷101,44	130,49÷133,25	109,80÷112,71	101,26÷102,37	130,60÷132,75	110,18÷111,71
5.	Przedziały dopuszczane	100,50÷102,50	130,50÷132,50	110,50÷112,50	100,50÷102,50	130,50÷132,50	110,50÷112,50

Odnosząc zestawione w tabeli wartości średnicy otworu poszczególnych par przegubowych do wartości kryterialnych sformułowano następujące wnioski:

- w przypadku oceny stanu technicznego, wykonanej w 2009 r. stwierdza się przekroczenie o 1,8 mm maksymalnej dopuszczalnej wartości średnicy otworu stropnicy na połączeniu z osłoną odzawalową,
- dla ocen wykonanych w 2010 r. i 2020 r. nie stwierdza się przekroczenia wartości kryterialnych,
- dla pomiarów wykonanych w 2020 r. po zakończeniu badań stanowiskowych stwierdza się przekroczenie wartości kryterialnych dla analizowanych par przegubowych sekcji z wyjątkiem połączenia osłona odzawalowa-stropnica.

4. Ocena wielkości ubytków grubości blach i tężników

Z powodu braku posiadania informacji o rzeczywistej grubości blach użytych do wykonania poszczególnych elementów sekcji obudowy, uzyskane minimalne wartości wyników pomiarów poszczególnych elementów zostały odniesione do wymiarów nominalnych wynikających z dokumentacji technicznej.

Na podstawie analizy wyników pomiarów grubości:

- osłony odzawałowej zawartych w tabeli 2,
- stropnicy zasadniczej zawartych w tabeli 3,
- spągnicy zawartych w tabeli 4,

sporządzono tabelę 9 przedstawiającą maksymalne ubytki tribokorozyjne blach w punktach pomiarowych danego elementu podstawowego sekcji obudowy zmechanizowanej.

Maksymalne ubytki tribokorozyjne blachy

Tabela 9

Element podstawowy	Punkt pomiarowy	Wartość minimalna, mm	Grubość nominalna, mm	Ubytek korozyjno – ścierny, %
Osłona odzawałowa	I	18,11	20,00	9,4
	II	18,02	20,00	9,9
Stropnica zasadnicza	I	28,34	30,00	5,5
	II	28,02	30,00	6,6
Spągnica	I	27,53	30,00	8,9
	II	26,56	30,00	11,6
	III	27,07	30,00	9,8
	IV	26,32	30,00	12,3
	V	27,26	30,00	9,1
	VI	27,42	30,00	8,6

Analizując wyniki pomiarów grubości tężników:

- osłony odzawałowej zawartych w tabeli 5,
- stropnicy zasadniczej zawartych w tabeli 6,
- spągnicy zawartych w tabeli 7,

sporządzono tabelę 10 przedstawiającą maksymalne ubytki korozyjne tężników w punktach pomiarowych danego elementu podstawowego sekcji obudowy zmechanizowanej.

Maksymalne ubytki korozyjne tężników

Tabela 10

Element podstawowy	Punkt pomiarowy	Wartość minimalna, mm	Grubość nominalna, mm	Ubytek korozyjno – ścierny, %
Osłona odzawałowa	I	29,38	30,00	2,1
	II	29,89	30,00	2,1
	III	29,11	30,00	2,0
	IV	29,32	30,00	2,3
Stropnica zasadnicza	I	29,32	30,00	2,3
	II	29,41	30,00	2,0
	III	29,45	30,00	1,8
	IV	29,34	30,00	2,2
Spągnica	I	28,32	30,00	5,6
	II	37,22	40,00	6,9
	III	37,28	40,00	5,7
	IV	28,04	30,00	6,5

Na podstawie tabel 9 i 10 sporządzono tabelę 11 przedstawiającą maksymalne ubytki grubości blach i tężników dla danego elementu podstawowego sekcji obudowy zmechanizowanej.

Maksymalne procentowe ubytki grubości dla wybranych elementów podstawowych sekcji obudowy zmechanizowanej

Tabela 11

Element podstawowy	Ubytek tribokorozyjny, %	Ubytek korozyjny, %
Osłona odzawałowa	9,9	2,3
Stropnica	6,6	2,3
Spągnica	12,3	6,9

Uwagę zwraca większy ubytek tribokorozyjny blach spągnicy w porównaniu ze stropnicą i osłoną odzawałową. Wynika to z faktu, że spągnica podczas przekładki sekcji, przesuwana jest w kontakcie ze spągiem, który podczas tej czynności degraduje powierzchnię styku. W przypadku stropnicy, nie ma bezpośredniego styku ze stropem lub jest kontakt tylko z rumoszem skalnym zalegającym na stropnicy. Osłona odzawałowa ma ubytek tribokorozyjny zawarty pomiędzy ubytkiem spągnicy, a stropnicy. Świadczy to o abrazji osłony odzawałowej przez zsuwający się obwał. Analizując ubytek korozyjny zauważamy jego większą wartość dla tężników spągnicy niż dla tężników stropnicy i osłony odzawałowej. Wynika to z faktu, że urobek może przedostawać się do przestrzeni pomiędzy sąsiednimi



spągnicami a także do tunelu, w którym przesuwa się belka układu przesuwnego. Jeżeli zachodzi taka sytuacja to może dodatkowo występować abrazja tężników przez urobek. Problem wielkości ubytku korozyjnego i jego wpływu na wytrzymałość elementów podstawowych sekcji znany jest z literatury [10, 11, 12].

W publikacji [10] przeanalizowano ubytki korozyjne i szybkość korozji. Wartości ubytków zamieszczone w ww. opracowaniu są mniejsze niż przedstawione w tabeli 11. Wynikać to może z faktu, że analizowana w niniejszym rozdziale sekcja eksploatowana była na wybiegu 29089,5 m, co jest rzadkością w polskim górnictwie. Na tej podstawie można przypuszczać, że analizowane w publikacji [10] sekcje eksploatowane były w ścianach o mniejszym wybiegu.

Problem wpływu korozji elementów podstawowych na wytrzymałość sekcji był analizowany w publikacjach [12, 13]. W publikacji [12] przeanalizowano, między innymi, wielkości ubytków korozyjnych w spągnicy w porównaniu z pozostałymi elementami. Po przeprowadzonych obliczeniach stwierdzono, że większa intensywność korozji (nawet do 50% w porównaniu do pozostałych elementów) powoduje wzrost maksymalnego naprężenia zredukowanego w spągnicy do wartości mniejszej od naprężenia na granicy plastyczności. Ten wniosek został potwierdzony poprzez przeprowadzone dodatkowe badania na stanowisku w akredytowanym laboratorium badawczym ITG KOMAG. Zmierzone w sekcji obudowy ubytki tribokorozyjne były większe o około 50% większe dla spągnicy niż dla osłony odzawałowej i stropnicy. Pomimo tak znacznych ubytków po wykonaniu badań wytrzymałościowych i trwałości zmęczeniowej nie wykryto uszkodzeń wpływających na obniżenie parametrów technicznych.

5. Podsumowanie

Przeprowadzone pomiary połączeń elementów podstawowych sekcji obudowy zmechanizowanej, wykonane po dodatkowych badaniach, wykazały przekroczenie wartości dopuszczalnych.

Analizując ubytki tribokorozyjne zauważono większe ich wartości dla spągnicy niż dla osłony odzawałowej i stropnicy zasadniczej.

Oględziny po dodatkowych badaniach oraz pomiary grubości wybranych blach i połączeń sworzniowych elementów podstawowych wykazały, że pomimo znacznego ubytku grubości blach i przekroczenia dopuszczalnych wymiarów połączeń sworzniowych sekcja nie utraciła funkcjonalności.

Przebadana sekcja poddana została łącznie 70.362 cyklom trwałości zmęczeniowej wynikającym z: przebiegu eksploatacji (36.362 cykli), przeprowadzonych badań w ramach oceny stanu technicznego (8.000 cykli) oraz dodatkowych badań (26.000 cykli). Badania stanowiskowe wykazały, że mimo znacznego wybiegu ściany (29.089,5 m) pozostałe sekcje kompletu ścianowego w aspekcie wytrzymałościowym spełniają wymagania normy PN-EN 1804-1+A1:2011 [14].

Można, więc wnioskować, że na podstawie opracowanego dodatkowego, rozszerzonego programu badań można podjąć decyzję o dalszym użytkowaniu kompletu obudowy ścianowej, co niewątpliwie wpłynie na oszczędne gospodarowanie wyposażeniem technicznym ściany i zapobiegnie przedwczesnemu złomowaniu kosztownego sprzętu.



Literatura

1. Wieczorek A. N: Doświadczalne badania łącznego wpływu czynników korozyjnych i ścierniwa kwarcowego na prognozowaną trwałość kół łańcuchowych przenośników ze stali 34CrNiMo. *Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe*. 2016 tom R. 17, nr 6 s. 1215-1218.
2. Rozporządzenie Ministra Energii z dn. 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych, Dz. U. z 2017 r. poz. 1118 wraz ze zmianami.
3. Chlebek D., Gerlich J.: Wpływ nowelizacji przepisów na proces oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej. *Maszyny Górnicze* 2013 nr 3 s. 26-33.
4. Szweda S., Szyguła M., Mazurek K.: Czynniki wpływające na postać konstrukcyjną i parametry techniczne sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej. Część 1 Czynniki naturalne, techniczne i konstrukcyjne, ITG KOMAG, 2016. ISBN 978-83-65593-01-6.
5. Sprawozdanie z badań – Etap I nr 34/DLB/2020 (materiały niepublikowane)
6. Sprawozdania z badań nr 2/DLB/2020 (materiały niepublikowane).
7. Procedura badawcza PB-DLB/10. Badanie sekcji obudowy zmechanizowanej. ITG KOMAG. Wydanie I z 01.02.2019 r. (materiały niepublikowane).
8. Instrukcja obsługi grubościomierza ultradźwiękowego Positector Typ A.
9. Protokoły z oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej przeprowadzone w wybranych kopalniach przy udziale ITG KOMAG w okresie od 01.01.2009 do końca 2012 roku (materiały niepublikowane).
10. Praca zbiorowa pod red. Jaszczuk M., Markowicz J.: Parametryczna metoda oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej, Wyd. Pol. Śl., 2011. ISBN 978837335820.
11. Markowicz J., Puchałka G., Kasprusz A., Gasztych T.: Identyfikacja ubytków korozyjnych w elementach sekcji obudowy zmechanizowanej. XVIII. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna, 22-23.10.2010 Ustroń-Zawodzie, biblioteka Temag, tom XVIII, s. 137-148.
12. Markowicz J.: Intensywność przebiegu zjawisk korozyjnych i jej wpływ na wyężenie podzespołów nośnych sekcji obudowy zmechanizowanej. *Mezinardni Konference Technická diagnostika strojů a výrobnich zařízení ‘DIAGO 2003‘*, VŠB – TU Ostrava, ATD ČR Ostrava luty 2003, s. 240-246.
13. Markowicz J.: Analysis of impact of welded joint damages and corrosion in powered roof support components on their operational safety. *Archives of Mining Sciences*, Vol. 55, No. 4, s. 799-826.
14. PN-EN 1804-1+A1:2011 *Maszyny dla górnictwa podziemnego – Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – Część 1: Sekcje obudowy i wymagania ogólne*.



Przegląd metod rozpoznawania granic węgla i skał w celu automatyzacji pracy kombajnu ścianowego

Piotr Kiljan - Politechnika Śląska

Krzysztof Kalinowski - Politechnika Śląska

Streszczenie: Węgiel kamienny jest najbardziej rozpowszechnionym paliwem kopalnym na ziemi. Jednym z kluczowych zadań stojącym przed zakładami górniczymi chcącymi utrzymać się na rynku jest poprawa organizacji pracy, stopnia wykorzystania środków produkcji oraz zwiększenie wydajności pracy. W celu zwiększenia poziomu automatyzacji w kopalniach węgla kamiennego, skupiono się na kombajnie ścianowym jako jednym z najważniejszych elementów ciągu produkcyjnego. Dokładne rozpoznanie wzoru cięcia kombajnu jest warunkiem niezbędnym by opracować system automatycznego wydobywania węgla ze ściany. W rozdziale przedstawiono przegląd metod identyfikacji granicy węgla i skały oraz ukazano wady i zalety poszczególnych metod, biorąc pod uwagę specyfikę pracy w podziemnych zakładach górniczych.

Słowa kluczowe: rozpoznanie granicy węgla i skały, rozpoznanie wzoru cięcia, automatyzacja kopalni

Review of the methods for recognition of coal and rock interfaces to automatize the longwall shearer operation

Abstract: Hard coal is the most common fossil fuel on earth. Improvement of work organization, higher degree of using the means of production and increase of labor productivity is one of key tasks faced by the mining plants that want to stay on the market. In order to increase the level of automation in hard coalmines, the R&D projects should be focused on the longwall shearer as one of the most important elements of the production line. Accurate recognition of the shearer's cutting pattern is a necessary condition to develop a system for automatization of coal extraction from the longwall. The chapter presents a novel view of the methods of coal and rock interface identification and shows the advantages and disadvantages of each method, taking into account the specificity of work in underground mining plants.

Key words: recognition of rock-coal interface, recognition of cutting pattern, mine automation

1. Wprowadzenie

Wysoka efektywność wytwarzania, zapewnienie odpowiedniej jakości produktu, utrzymanie niskich kosztów produkcji, a także różnorodność asortymentu i łatwość zmiany profilu produkcyjnego są głównymi celami większości przedsiębiorstw produkcyjnych. Od początku historii przemysłu innowacyjne rozwiązania zapoczątkowały rewolucyjne zmiany w przemyśle, pociągając za sobą również przemiany gospodarcze oraz społeczne radykalnie zmieniając warunki pracy i styl życia ludzi. Na przestrzeni lat można wyróżnić cztery rewolucje przemysłowe. Pierwsza rewolucja odbyła się w XVIII i trwała do połowy XIX wieku. Najważniejszym osiągnięciem pierwszej rewolucji było zastąpienie węgla drzewnego koksem, co przyczyniło się do rozwoju hutnictwa, wynalezienie silnika parowego oraz budowa krosna mechanicznego, które skracало proces produkcji ośmiokrotnie. Druga rewolucja w XIX wieku rozpoczęła się wynalezieniem elektryczności oraz linii montażowej stworzonej przez Henryego Forda, która znacznie przyspieszyła proces produkcji radykalnie odmieniając oblicze branży samochodowej. Trzecia rewolucja przemysłowa rozpoczęła się w latach 70-tych XX wieku wraz z wdrożeniem częściowej automatyzacji produkcji za pomocą programowalnych sterowników z pamięcią i komputerów. Wprowadzając taką technologię uzyskano możliwość automatyzacji procesów, dzięki czemu produkcja mogła odbywać się bez udziału człowieka. Czwarta rewolucja, która obecnie trwa charakteryzuje się wykorzystaniem technologii informacyjnych i komunikacyjnych w przemyśle. Bazuje ona na osiągnięciach trzeciej rewolucji przemysłowej. Cyfryzacja oraz informatyzacja produkcji pozwalają na stworzenie systemów cyberfizycznych (cyber-physical systems), z których rozwiną się inteligentne fabryki (Smart Factory). Maszyny w tych fabrykach będą

komunikować się i podejmować decyzje automatycznie, a udział ludzi w procesie produkcyjnym zostanie ograniczony do niezbędnego minimum.

Jedną z części przemysłu, która może ulec diametralnym zmianom dzięki czwartej rewolucji przemysłu 4.0 są kopalnie. Zakłady górnicze wydobywające węgiel kamienny w dobie aktualnej sytuacji rynkowej, borykają się z wieloma wyzwaniem natury technicznej, jak i ekonomicznej. Globalizacja na rynku surowców energetycznych, wzrost konkurencyjności rynku zagranicznego oraz rosnący import węgla wymusza na producentach podniesienie efektywności wydobywania. Jednym z kluczowych zadań stojącym przed zakładami produkcyjnymi chcącymi utrzymać się na rynku, a zarazem przed pracującą na nich kadrą inżynieryjno-techniczną jest poprawa organizacji pracy oraz stopnia wykorzystania środków produkcji, pozwalająca na zwiększenie wydajności pracy. Produkcja węgla obciążona jest wysokim ryzykiem ze względu na trudne podziemne środowisko pracy oraz występujące liczne zagrożenia naturalne. Aby osiągnąć bezpieczną i wydajną produkcję w kopalniach węgla niezbędna jest poprawa automatyzacji pracy tak, aby zminimalizować ilość potrzebnej załogi w najbardziej niebezpiecznych odcinkach ciągu technologicznego [1].

Każdy proces wytwarzania powinien być monitorowany w celu uzyskania pożądanego efektów wyjściowych spełniających nasze oczekiwania. W przypadku realizacji tego procesu przez człowieka do monitorowania wykorzystywane są naturalne organy zmysłu człowieka jak wzrok, słuch, węch, dotyk i smak, a funkcję systemu monitorującego spełnia wtedy mózg człowieka. W przypadku zautomatyzowanego monitoringu istnieje konieczność zastąpienia wszystkich organów człowieka odpowiednimi sensorami a rolę mózgu pełni komputer. W odniesieniu do sensorów w języku polskim stosowane są pojęcia czujnik, przetwornik i detektor. Najprostszym urządzeniem z nich jest detektor, który tylko wykrywa obecność jakiejś wielkości fizycznej lub zjawiska (np. ciepło, promieniowanie). Przetwornik konwertuje jeden rodzaj energii na inny a czujnik mierzy pewne parametry zgodnie z zastosowaną zasadą pomiarową. Wyróżnić można ogólnie sześć podstawowych typów sygnałów mierzonych w procesie produkcyjnym: mechaniczne, termiczne, elektryczne, magnetyczne, promieniowania (w tym elektromagnetyczne fale radiowe, mikrofałe), chemiczne. Możliwość zainstalowania czujników oraz analiza zebranych sygnałów stanowi podstawę do opracowania systemów rozpoznania wzoru cięcia pokładu przez kombajn ścianowy [2].

W celu zwiększenia poziomu automatyzacji w kopalniach węgla kamiennego, naukowcy skupili się na kombajnie ścianowym jako jednym z najważniejszych elementów ciągu produkcyjnego. Dokładne rozpoznanie wzoru cięcia kombajnu jest warunkiem niezbędnym opracowania systemu automatycznego wydobywania węgla ze ściany. W rozdziale przedstawiono przegląd metod identyfikacji węgla i skały oraz możliwości, dzięki którym powyższe systemy mogą zostać wykorzystane do automatycznego urabiania pokładu węgla przez kombajn ścianowy.

2. Metody rozpoznawania granicy węgla i skały

Systemy rozpoznawania granicy węgla i skały opierają się na różnych metodach wykorzystujących dostępne technologie. Za pomocą czujników zainstalowanych na kombajnie ścianowym możliwe jest rozpoznanie węgla i skały. Różnice w twardości oraz wytrzymałości skał na ściskanie pozwoliły na opracowanie metody wykorzystującej fale akustyczne oraz metody wykorzystującej pomiar drgań ramienia, na którym zainstalowany jest organ urabiający. Fale akustyczne oraz wibracje mierzone są za pomocą czujników zainstalowanych na ramieniu kombajnu. Kolejna metoda wykorzystuje naturalną cechę skał przylegających do pokładu do wyższego poziomu radioaktywności. Na tej podstawie opracowano metodę bazującą na rozpoznawaniu niskiej aktywności promieniowania gamma. Ponadto zaproponowano inne metody oparte na wykorzystaniu radarów czy kamer. Trudne środowisko pracy w ścianie wydobywczej, takie jak występowanie pyłu węglowego lub kamiennego ograniczającego

widoczność, obecność wody, wysoki hałas generowany przez pracujące urządzenia, ujawnia w powyższych metodach zalety i wady, które przedstawione zostaną w rozdziale.

2.1. Naturalne promieniowanie gamma

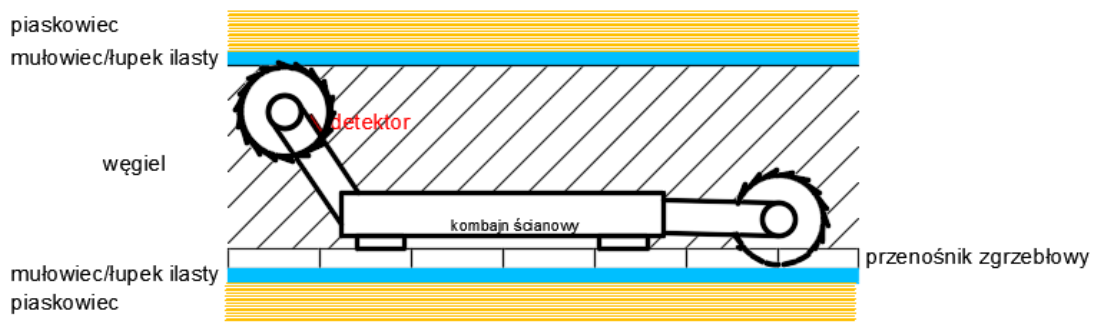
Z punktu widzenia pochodzenia pierwiastki radioaktywne tzw. radionuklidy można podzielić na dwie grupy. Do pierwszej grupy pierwiastków zaliczamy te, które powstały podczas formowania się systemu słonecznego. Pierwiastki te charakteryzują się długimi okresami połowicznego rozpadu, porównywalnymi do czasu istnienia Ziemi, wynoszącego około 5×10^9 lat. Drugą grupę radionuklidów naturalnych stanowią izotopy promieniotwórcze, powstałe w wyniku reakcji jądrowych zachodzących między cząsteczkami promieniowania kosmicznego, a jądrami niektórych pierwiastków znajdujących się w powietrzu. W ten sposób powstaje wodór ^3H (tryt), beryl ^7Be , węgiel ^{14}C . Ze względu na bardzo długi okres półtrwania pierwszych członów szeregów promieniotwórczych (^{235}U , ^{228}U , ^{232}Th -pierwotne izotopy promieniotwórcze) i ciągły proces powstawania izotopów wtórnych pierwiastki z obu grup są wszechobecne w środowisku Ziemi. W węglach pochodzących z Górnośląskiego Zagłębia Węglowego wśród pierwiastków promieniotwórczych występują przede wszystkim naturalne radionuklidy dwóch szeregów: uranowego z izotopem macierzystym ^{238}U i torowego z izotopem macierzystym ^{232}Th . Średnia aktywność właściwa w węglach GZW wynosi odpowiednio dla pierwszego izotopu 18 Bq/kg, a dla drugiego 11 Bq/kg. Na całym obszarze GZW rozkład aktywności ^{226}Ra i ^{228}Ra nie jest równomierny, w niektórych częściach zagłębia odnotowuje się aktywność izotopów radu znacznie przewyższające wartości średnie. Na podstawie przeprowadzonych badań skał otaczających złoża węgla stwierdzono, że zawierają one pewne ilości naturalnych izotopów promieniotwórczych. Stężenie izotopów promieniotwórczych obserwowane w skałach przywęglowych jest kilkakrotnie wyższe od wartości odnotowanych w węglu. W tabeli 1 przedstawiono zakres zmienności aktywności właściwej naturalnych izotopów promieniotwórczych dla węgla warstw Łękowych, Siodłowych, Brzeźnych GZW, Obszaru Rybnicko-Jastrzębskiego oraz dla skał przywęglowych (mułowców, łupków ilastych). Wartości promieniowania dla węgla są kilkakrotnie niższe niż wartości dla skał otaczających pokład węgla, dzięki tej różnicy możliwe jest stworzenie koncepcji systemu rozpoznawania wzoru cięcia dla kombajnu ścianowego, tak by możliwa była praca automatyczna [3, 4].

Zakres zmienności aktywności właściwej naturalnych izotopów promieniotwórczych w węglach oraz skałach przywęglowych [3]

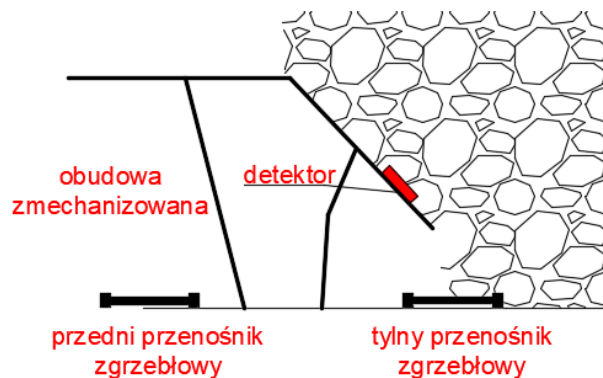
Tabela 1

Warstwy	^{226}Ra	^{228}Ra	^{40}K
	Bq/kg		
Węgiel	7-48	5-19	24-93
Mułowce i łupki ilaste	51-120	59-117	393-1070

Rozpoznanie węgla od skały jest możliwe za pomocą detektora zainstalowanego na ramieniu urabiającym kombajnu ścianowego mierzącego radioaktywność skał w stropie pokładu lub w systemie eksploatacji, gdzie za sekcjami obudowy zmechanizowanej zainstalowano przenośnik zgrzeblowy, który transportuje węgiel opadający z łaty węglowej pozostającej w stropie ściany [5, 6]. Na rysunku 1 przedstawiono przykładowe miejsce zainstalowania detektora na ramieniu urabiającym kombajnu. Na rysunku 2 przedstawiono umiejscowienie detektora na sekcji obudowy zmechanizowanej.



Rys. 1. Przykładowe miejsce zainstalowania detektora promieniowania gamma na ramieniu kombajnu ścianaowego



Rys. 2. Miejsce zainstalowania detektora promieniowania gamma na osłonie zawalowej sekcji obudowy zmechanizowanej [5]

Dla poprawnego rozpoznania węgla i skały płonnej niezbędne jest wyznaczenie wartości tła promieniowania naturalnego w miejscu zainstalowania systemu, wielkości promieniowania czystego węgla, skały płonnej oraz mieszaniny węgla i skały. Kiedy wyznaczone zostaną powyższe wartości możliwe jest stworzenie sieci neuronowej, która będzie w stanie rozróżnić poprzez porównanie danych płynących z detektora z reprezentatywnymi próbkami. Dzięki temu możliwe będzie sterowanie organem urabiającym w sposób automatyczny.

2.2. Metoda wibracji

Wibracje to zazwyczaj drgania o małej amplitudzie i niskiej częstotliwości sięgającej kilkudziesięciu Hz. Pomiar wibracji wykorzystywany jest bardzo często w celach diagnostycznych, m.in. dla oszacowania stanu technicznego pracującej maszyny lub stabilności struktur cyklicznie poddawanych naprężeniom, takich jak budynki, mosty. Urządzenia mierzące poziom wibracji znajdują coraz szersze zastosowanie w diagnostyce maszyn, analizie wpływu drgań zewnętrznych, aktywnej redukcji drgań, badaniu charakterystyk dynamicznych maszyn i urządzeń, badaniu udaru oraz diagnostyce stanu narzędzia i procesu skrawania dostarczając wiele informacji pozwalających na m.in. na wczesne wykrycie awarii przed jej wystąpieniem [7].

Najpopularniejszym czujnikiem do pomiaru wibracji jest akcelerometr. Sensor umieszczony jest bezpośrednio na obiekcie wytwarzającym wibracje, przetwarzając energię mechaniczną drgań na sygnał elektryczny, proporcjonalny do chwilowego przyspieszenia obiektu, więc do siły oddziaływującej na obiekt. Wyróżnić można trzy typy akcelerometrów: piezoelektryczne (piezoelectric PE), pojemnościowe (variable capacitance VR) oraz piezoporowe (piezoresistative PR). Przetworniki stosowane w akcelerometrach piezoelektrycznych wykorzystują zjawisko piezoelektryczne w kryształach. Przy

pojawieniu się obciążenia mechanicznego w kryształach powstaje ładunek elektryczny. Przetworniki pojemnościowe wykorzystują zmieniającą się pojemność w zależności od położenia ruchomych płytek. W przetwornikach piezoporowych mierzy się wartość oporu elektrycznego, który zmienia się w zależności od obciążenia mechanicznego [7].

Akcelerometry piezoelektryczne to najpopularniejszy typ czujników wykorzystywany w przemyśle do pomiarów wibracji. W akcelerometrach wykorzystano związki krystaliczne, które dzięki specjalnej konstrukcji molekularnej mają właściwości piezoelektryczne. Przy deformacji kryształu pojawiają się na jego ściankach ładunki elektryczne, a gdy dojdzie do sytuacji odwrotnej doprowadzając do odpowiednich ścianek kryształu pole elektryczne powodujemy zmianę jego wymiarów. W zależności od struktury kryształu deformacje generujące efekt piezoelektryczny mogą być powodowane zarówno jego ściskaniem, rozciąganiem, jak i ścinaniem. Najsilniej zjawisko piezoelektryczne występuje w dielektrykach o dużej przenikalności elektrycznej. Element piezoelektryczny zachowuje się podobnie jak „sprężyna” w akcelerometrze pojemnościowym, nie zmienia jednak swojej rezystancji a generuje napięcie elektryczne. Gdy akcelerometr poddany jest wibracji na element piezoelektryczny oddziałuje siła równa iloczynowi przyspieszenia elementu sejsmicznego i masy. Element piezoelektryczny generuje ładunek proporcjonalny do przyłożonej siły. Masa sejsmiczna jest stała, powstający ładunek jest zatem proporcjonalny do jej przyspieszenia. Przyspieszenie masy sejsmicznej jest co do amplitudy i fazy równe przyspieszeniu podstawy akcelerometru, a przez to równe również przyspieszeniu powierzchni, na której jest ona zamocowana. Układy tego typu charakteryzują się wysoką czułością i znajdują zastosowanie tam, gdzie wymagana jest bardzo wysoka czułość np. do pomiarów sejsmicznych, testów niszczących prowadzonych w ekstremalnie trudnych warunkach otoczenia [7, 8].

Akcelerometry pojemnościowe MEMS (Mikroelectromechanical System) to najmniejsze i najtańsze sensory tego typu dostępne na rynku. Często wykorzystywane są w urządzeniach mobilnych oraz elektronice użytkowej. Typowy akcelerometr MEMS składa się z ruchomej masy z okładkami kondensatorów mających swoje odpowiedniki na stałej nieruchomej ramie. Wychylenie ruchomej masy pod wpływem drgań powoduje zmiany odległości pomiędzy okładkami kondensatora a przez to również jego pojemności. Wadą układu MEMS jest mała dokładność pomiaru dla sygnałów o wyższej częstotliwości i większej amplitudzie z tego względu mają małe zastosowanie w przemyśle. Dzięki małym rozmiarom oraz wadze najczęściej stosowane są w elektronice użytkowej, takiej jak teflony komórkowe, do stabilizacji obrazu w aparatach cyfrowych, w systemach bezpieczeństwa w samochodach w celu rozpoznania kolizji i spowodowania wystrzelenia poduszek powietrznych [7, 9, 10, 11].

Akcelerometry piezoporowe działają na zasadzie tensometru. Do pomiaru wielkości przemieszczenia masy względem obudowy, wykorzystują układ tensometryczny. Konstrukcja składa się z masy umocowanej na sprężystych belkach, na których umieszczone są również piezorezystory. W wyniku działania przyspieszenia, następuje ruch masy względem obudowy, w wyniku czego belki są zginane. Zmiana ta jest wykrywana przez układ mostkowy. Podobnie, jak w przypadku konwencjonalnych pomiarów tensometrycznych, wymagana jest kompensacja zmian temperatury. Akcelerometry piezoporowe charakteryzują się szerokim pasmem pomiarowym, co pozwala rejestrować drgania w wysokich częstotliwościach, zdolne są także do pomiaru wolnozmiennych znajdując zastosowanie w prostych systemach nawigacji inercyjnej [7, 11].

Akcelerometry napięciowe (IEPE) ich budowa jest bardzo podobna do akcelerometrów piezoelektrycznych z wyjściem ładunkowym, które w swojej konstrukcji posiadają wzmacniacz ładunkowy oraz wyjście napięciowe o niskiej impedancji. Do poprawnej pracy czujnika niezbędne jest

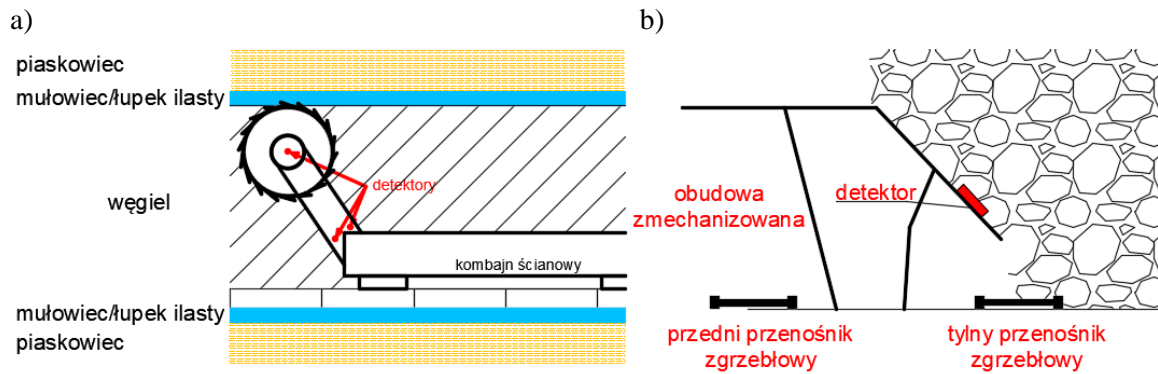
źródło prądu zasilania z zakresu od 2 do 20 mA. Akcelerometry IEPE są mniej odporne na warunki środowiskowe ze względu na posiadanie w swojej strukturze obwodów elektrycznych, zakres temperatury pracy od -40 do $+120^{\circ}\text{C}$ jest wystarczający dla większości zastosowań [7].

Laserowe czujniki przemieszczenia są najdroższą dostępną metodą pomiaru wibracji, wykorzystują zasadę triangulacji sygnału optycznego. Zasada działania polega na porównaniu wiązki lasera odbitej od badanego obiektu i docierającej do fotodetektora ze znanym sygnałem referencyjnym. Porównanie to jest możliwe dzięki wykorzystaniu zjawiska Dopplera polegającym na zmianie częstotliwości fali wywołanej ruchem światła fali lub odbiornika. Wibrometr laserowy zapewnia pomiar bezdotykowy, eliminując przy tym zakłócenia spowodowane masą czujników pomiarowych, a także niską lub wysoką temperaturą pomiarową. Pomiar może być przeprowadzony z dużej odległości. Jako przetwornik drgań może współpracować z dowolnym analizatorem drgań o wejściu bezpośrednim w celu rejestracji i analizy mierzonego sygnału. Czujniki laserowe wyróżniają się dobrą dokładnością, pozwalając na analizę drgań od częstotliwości bliskich zera, umożliwiając diagnostykę maszyn np. o niskiej prędkości obrotowej wirnika [7, 11].

Szeroki asortyment dostępnych czujników pomiarowych wibracji daje możliwość dobrania odpowiedniego rozwiązania do pomiaru wibracji kombajnu ścianowego w celu automatyzacji jego pracy. Najlepszym wyborem pod względem warunków pracy oraz zakresu pomiarowego są akcelerometry piezoporowe oraz napięciowe. Podczas urabiania kombajn ścianowy wytwarza różne wibracje zależne od urabianej skały, jej twardości, stanu noży zainstalowanych na organie kombajnu oraz ogólnego stanu technicznego maszyny. Powstałe wibracje mogą dostarczyć wielu informacji służących do diagnostyki wibracyjnej maszyny lub określenia jaki materiał jest urabiany. Detektory w metodzie wykorzystującej wibracje maszyny działają na zasadzie identyfikacji drgań mechanicznych. Każda warstwa geologiczna, która jest urabiana przez kombajn posiada różną charakterystykę wibracji zależnej od twardości skały. System identyfikacji polega na zainstalowaniu jednego lub kilku akcelerometrów możliwe jak najbliżej noży urabiających (rys. 3a). Wibracje, w które wprawiana jest maszyna podczas urabiania wychwytywane są przez czujniki i monitorowane w celu wykrycia czy kombajn nie opuścił zadanego wzoru cięcia [6, 12, 13, 14, 15].

W stosunkowo nowej metodzie wydobywania grubych pokładów węgla, która obecnie osiąga wysoką efektywność w szczególności w Chinach technika ta jest podobna do tradycyjnego wydobycia węgla, ponieważ kombajn ścianowy tnie węgiel z dolnej warstwy pokładu na przenośnik zainstalowany w pobliżu czoła ściany. W nowoczesnej metodzie LTCC (Longwal Top Coal Caving) za sekcją obudowy zmechanizowanej znajduje się dodatkowy przenośnik zgrzeblowy. Za osłoną odzawałową znajduje się dodatkowa kłapa, którą możliwe jest sterowanie zsypywania się węgla na przenośnik. Metoda polega na kruszeniu węgla pozostającego w stropie poprzez nacisk ciśnienia eksploatacyjnego pochodzącego z czoła ściany [16, 17].

Akcelerometr zamontowany na osłonie odzawałowej sekcji obudowy zmechanizowanej (rys. 3b) dokonuje pomiaru wibracji osłony przez spadające skały na osłonę umożliwiając rozpoznanie czy na przenośnik zainstalowany z tyłu obudowy zmechanizowanej spada węgiel, mieszanina węgla i skał czy skały [12, 13, 14, 15].



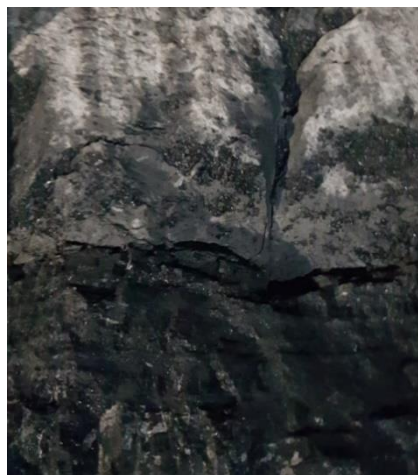
Rys. 3. Miejsce zainstalowania akcelerometru (detektora): a) na ramieniu urabiającym kombajnu ścianowego, b) na osłonie zawałowej sekcji obudowy zmechanizowanej [6, 12]

2.3. Metoda akustyczna

Metoda akustyczna jest podobna do metody wibracji. Wykorzystuje różnice generowanego dźwięku skrawania przez noże zainstalowane na głowicy urabiającej kombajnu ścianowego. Zainstalowany mikrofon rejestruje dźwięk urabiania, który po przetworzeniu wprowadzany jest do sztucznej sieci neuronowej. W celu wytrenowania sieci rejestruje się próbki dźwięku dla węgla, skały, mieszaniny węgla i skały, jak i pracy samego przęnośnika zgrzeblowego by odseparować powstałe szумы [18, 19, 20].

2.4. Metoda optyczna

Metoda optyczna wykorzystuje kamerę rejestrującą obraz skał urabianych przez kombajn ścianowy. Rejestrowany obraz poddany jest analizie i wychwyceniu różnicy tekstur węgla i skały. Na rysunku 4 przedstawiono zdjęcie węgla oraz skały w ścianie eksploatacyjnej. Analiza tekstury polega na wydobyciu i znalezieniu tekstury charakterystycznej dla różnych obiektów poprzez operację na obrazie. Następnie dla tekstury obliczane są cztery wartości cech tekstury w oparciu o metodę macierzy współwystępowania szarości przestrzenne, by za pomocą sieci neuronowej wytrenowanej na podstawie funkcji tekstury rozpoznać urabianą skałę. Trudne warunki środowiska pracy, jak wysokie zapylenie, systemy zraszające na organie urabiającym powodują trudności z utrzymaniem obiektywu w czystości przez co jakość obrazu może nie być zadowalająca [6, 21, 22].



Rys. 4. Zdjęcie połączenia warstw węgla i skały

2.5. Metoda radarowa

Skuteczność działania systemu radarowego w danym miejscu zależy od dwóch parametrów elektrycznych badanego materiału. Przewodności elektrycznej i stałej dielektrycznej. Przewodność elektryczna to zdolność materiału do przewodzenia prądu elektrycznego. Im wyższa jej wartość tym, mniejsza głębokość penetracji radaru. Przewodnictwo elektryczne zależy przede wszystkim od zawartości wody, ilości rozpuszczonej soli oraz od gęstości i temperatury materiału. Stała dielektryczna mierzy zdolność materiału do magazynowania ładunku elektrycznego po przyłożeniu do niego pola elektrycznego. Dla węgla stała dielektryczna wynosi 4-5, a dla powietrza 81. Fale radiowe odbijają się, gdy nastąpi duża zmiana stałej dielektrycznej w mierzonych warstwach. Odbicie jest jeszcze większe, jeżeli powierzchnia płaska jest prostopadła do kierunku radaru. Dla pokładów węgla o niewielkim kącie nachylenia granica węgla i skały jest idealną powierzchnią, od której fale radarowe mogą być odbijane z powrotem. Należy zauważyć, że wszelkie odszczepy pokładów lub jego wstawki mogą wpłynąć na wynik badania georadarem, tak jak szczelina powietrzna pomiędzy radarem a mierzonymi warstwami. Odległość radaru od mierzonych warstw powinna być zmniejszona do minimum a jej wartość nie powinna przekraczać 10 cm. Dokonując pomiaru czasu potrzebnego do odbicia fali radarowej z powrotem, można określić grubość warstwy. Czujnik georadaru może być zainstalowany na głowicy urabiającej lub na obudowie kombajnu. Podstawowymi cechami georadaru są możliwości obrazowania podpowierzchniowego, rozdzielczość przestrzenna i czasowa, rozmiar fizyczny, bezpieczeństwo elektromagnetyczne oraz zakres funkcjonalny. Georadar posiada szerokie możliwości zastosowania w wielu dziedzinach, takich jak archeologia, inżynieria lądowa, hydrologia. Czujnik georadaru może być zainstalowany na głowicy urabiającej lub na obudowie kombajnu [6, 23, 24].

3. Opracowanie wyników pomiarów

Uzyskane dane z powyższych metod muszą być poddane obróbce by możliwe było dokładne rozpoznanie węgla od skały. Sztuczna sieć neuronowa pozwala na przetworzenie sygnałów z czujników, tak aby uzyskać interesujący wynik końcowy. W modelu sieci wyróżnia się warstwę wejściową, warstwy ukryte zazwyczaj 1 lub 2, warstwę wyjściową. W najprostszy sposób ideę funkcjonowania elementów sztucznej sieci neuronowej można opisać w następujący sposób. Sygnał wejściowy mnożony jest przez odpowiadającą mu wartość liczbowa zwaną wagą, która wpływa na percepcję (reakcję) i jego udział w tworzeniu sygnału wyjściowego przez neuron. Waga może być dodatnia - pobudzająca lub ujemna – opóźniająca. W przypadku, gdy nie ma połączenia z neuronami waga jest równa zero. Zsumowane iloczyny sygnałów stanowią argument funkcji aktywacji neuronu. Wyróżnić można kilka funkcji aktywacji: liniową, skoku jednostkowego, sigmoidalną, tangens hiperboliczny, sinusoida, cosinusoida. Sieci neuronowe posiadają zdolność uczenia się, czyli zdolność do samodzielnego dostosowywania współczynników wagowych. Celem uczenia jest taki wybór wag w poszczególnych neuronach, aby sieć mogła rozwiązywać stawiane przez nią zadania, takie jak rozpoznanie tekstury, dźwięku czy wibracji. Z punktu widzenia systemu uczącego wyróżniamy: uczenie pod nadzorem (z nauczycielem), uczenie z krytykiem, uczenie samoorganizujące się (bez nadzoru).

Skuteczne rozpoznawanie sygnałów przez sieć neuronową wymaga odpowiedniego przygotowania danych wejściowych. W pierwszym etapie próbki dzielone są na treningowe oraz testowe. W następnym etapie poddane są wyodrębnieniu cech poprzez Transformacje Furiera, Transformacje Falkową lub transformacje Hilbert-Huang dla sygnałów nieliniowych i niestacjonarnych. Następnie próbki trafiają do sieci neuronowej, gdzie sieć jest trenowana. Uzyskane wyniki porównywane są zarejestrowanymi z próbkami testowymi.

4. Podsumowanie

Rozpoznanie granicy węgla i skały jest ważnym zadaniem przy stworzeniu automatycznego kompleksu ścianowego. Czujniki wykrywające naturalne promieniowanie gamma potrafią oszacować grubość węgla w stropowej warstwie w zakresie 2÷50 cm, system potrzebuje do około 30 s na uzyskanie wiarygodnego pomiaru, co może poważnie wpłynąć na proces pracy kombajnu. System wymaga pobrania wielu próbek w celu zwiększenia dokładności rozpoznania lub zastosowania większego czujnika. Rozpoznawanie za pomocą fal akustycznych i wibracji cechuje się wysoką skutecznością, są to metody tanie, nie wymagające zastosowania skomplikowanych rozwiązań technicznych. Mikrofony oraz akcelerometry wykrywają skałę, kiedy jest ona urabiana przez kombajn, co nie pozwala na zostawienie półki węglowej w celu ochrony stropu przed zawałem i ochrony urządzeń przez uszkodzeniem. Rozpoznanie za pomocą obrazu z kamery ma dobrą skuteczność jednak nie działa ona przy dużym zapyleniu. Zastosowanie radaru jest najdroższym rozwiązaniem, o wysokiej wykrywalności. Należy jednak zapewnić jak najbliższą odległość czujnika od mierzonych warstw skalnych, tak aby zmniejszyć oddziaływanie „poduszki” powietrznej na wynik pomiaru, co nie zawsze jest możliwe do wykonania. Zastosowanie sztucznych sieci neuronowych w celu analizy uzyskanych sygnałów pozwala na skuteczne odróżnienie dostarczonych sygnałów, co wraz z połączeniem urządzeń zainstalowanych w kompleksie ścianowym pozwoli na stworzenie w pełni zautomatyzowanego kompleksu ścianowego, a także na podniesienie efektywności wydobywania, zapewni bezpieczeństwo załogi oraz ograniczy koszty.

Literatura

1. Desoutter Industrial tools: <https://www.desouttertools.pl/przemysl-4-0/wiadomosci/606/rewolucja-p> [dostęp:01.09.2020].
2. Skoczyński W.: Rola sensorów w procesie wytwórczym. Napędy i sterowanie, 2019, Nr 6, pp.88-94.
3. Okulski T.: Zawartość uranu i toru w węglach polskich i amerykańskich. Polityka energetyczna, 2008, Tom 11, Zeszyt 1. s.323-334.
4. Róg L.: Promieniotwórczość naturalna węgla kamiennych i frakcji gęstościowych węgla o zróżnicowanej budowie petrograficznej i chemicznej, Prace naukowe GIG górnictwo i środowisko, 2005, s.81-101.
5. Ningbo Zhang & Changyou Liu, Radiation characteristics of natural gamma-ray from coal and gangue for recognition in top coal caving, Scientific Reports, 2018.
6. Kohinoor Basu: Feasibility of an integrated thin seam coal mining and waste disposal system, Praca dyplomowa magisterska, 1997.
(<https://vtechworks.lib.vt.edu/bitstream/handle/10919/9578/thesis.pdf?sequence=1&isAllowed=y> (dostęp: 01.09.2020)).
7. ElektornikaB2B: <https://elektronikab2b.pl/technika/50568-przeglad-roznych-rodzajow-czujnikow-do-pomiaru-wibracji> [dostęp:01.09.2020].
8. Zakład Obwodów i Sygnałów Elektrycznych: https://zoise.wel.wat.edu.pl/dydaktyka/Czujniki%20i%20przetworniki/CW5_Przetworniki_piezoelektryczne_teorja_2015.pdf, [dostęp:01.09.2020].
9. Balcerzak J.: Rozpoznawanie wzorców ruchowych przy użyciu żyroskopu i akcelerometru, Praca dyplomowa magisterska, 2015, Politechnika Warszawska.



10. Andrejasic M.: Mems Accelerometers, Seminarium, 2008, University of Lubljana.
11. prof. Krzysztof Jamielniak: <https://docplayer.pl/8798050-Sensoryka-3-czujniki-drgan.html> [dostęp:01.09.2020].
12. Guoxin Zhang, Zengcai Wang, Lei Zhao, Yazhou Qi, and Jinshan Wang: Coal-Rock Recognition in Top Coal Caving Using Bimodal Deep Learning and Hilbert-Huang Transform, Shock and Vibration, 2017; <https://doi.org/10.1155/2017/3809525>
13. Guoxin Zhang, Zengcai Wang, Lei Zhao: Recognition of rock-coal interface in top coal caving through tail beam vibrations by using stacked sparse autoencoders, Journal of vibroengineering 2016, Vol.18, Issue 7, ISSN 1392-8716.
14. Lei Si, Zhongbin Wang, Chao Tan, Xinhua Liu: Vibration-Based Signal Analysis for Shearer Cutting Status Recognition Based on Local Mean Decomposition and Fuzzy C-Means Clustering, Applied Sciences, 2016. 7(2):164.
15. Lei Si, Zhongbin Wang, Xinhua Liu, Chao Tan, Ze Liu, Jing Xu: Identification of Shearer Cutting Patterns Using Vibration Signals Based on a Least Squares Support Vector Machine with an Improved Fruit Fly Optimization Algorithm, Sensors 2016. 16(1).
16. Habib Alehossein, Brett A. Poulsen: Stress analysis of longwall top coal caving, International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences 2010, Vol.47, Issue 1 pp.30-41.
17. Tien Dung Le, Rudrajit Mitra, Joung Oh, Bruce Hebblewhite: A review of cavability evaluation in longwall top coal caving, International Journal of Mining Science and Technology 2017, Vol. 27, Issue 6, pp.907-915.
18. Jing Xu, Zhongbin Wang, Chao Tan, Daohua Lu, Baigong Wu, Zhen Su, Yanbing Tang: Cutting Pattern Identification for Coal Mining Shearer through Sound Signals Based on a Convolutional Neural Network, Symmetry 2018, 10(12).
19. Jing Xu, Zhongbin Wang, Chao Tan, Daohua Lu, Baigong Wu, Zhen Su, Yanbing Tang: Cutting Pattern Identification for Coal Mining Shearer through Sound Signals Based on a Convolutional Neural Network, Symmetry 2018, 10(12).
20. Guo Huiling, Liu Xin: Coal-Rock Interface Recognition Method Based on Image Recognition, Nature Environment and Pollution Technology, 2019, Vol. 18, No.5.
21. Meng Hui-ling, Li Man: Characteristic Analysis and Recognition of Coal-Rock Interface Based on Visual Technology, International Journal of Signal Processing, Image Processing and Pattern Recognition 2016 Vol.9, No.4, pp.61-68.
22. Shuguang Miao, Xiaowen Liu, Zhongyu Liu, Lei Zhang, Kai Zhang: Ground Penetrating Radar Based Experimental Simulation and Signal Interpretation on Coal-Rock Interface Detection, Engineering 2018, 439(5).
23. Jonathon C Ralston, Andrew Strange: An Industrial Application of Ground Penetrating Radar for Coal Mining Horizon Sensing, Conference ISAP 2015, Hobart, Australia.
24. Shuguang Miao, Xiaowen Liu, Zhongyu Liu, Lei Zhang, Kai Zhang: Ground Penetrating Radar Based Experimental Simulation and Signal Interpretation on Coal-Rock Interface Detection, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 2018. Volume 439, Issue 5.



Aspekty metrologiczne procesów pomiarowych wybranych elementów instalacji dźwigowej zaimplementowanej w szybie górniczym

Krzysztof Rozwadowski - Kopalnia Soli Wieliczka S.A.

Artur Konewecki - Elektrometal S.A.

Szymon Molski - AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Rafał Pasek - Kopalnia Soli Wieliczka S.A.

Zygmunt Zuski - Kopalnia Soli Wieliczka S.A.

Streszczenie: W rozdziale przedstawiono sposób doboru metody oraz realizacji pomiarów rzeczywistych naprężeń w wybranych elementach zbrojenia szybowego powstałych w wyniku oddziaływania kabiny dźwigu oraz rzeczywistych naprężeń w charakterystycznych elementach ramy kabiny dźwigu zabudowanego w pionowym wyrobisku górniczym, czyli szybie Regis Kopalni Soli Wieliczka.

Omówiono zastosowane rozwiązania techniczne oraz parametry eksploatacyjne zabudowanych urządzeń transportowych przeznaczonych do transportu pionowego ludzi w szybie Regis. Przedstawiono przyjętą metodę pomiarową, zastosowany sprzęt pomiarowy wraz z opisem wyboru punktów charakterystycznych ramy kabiny i zbrojenia szybu wytypowanych do realizacji pomiaru. Zaprezentowano przyjęty tor pomiarowy i sposób realizacji zaplanowanych pomiarów.

Słowa kluczowe: pomiary, dźwig, szyb górniczy, naprężenia, zbrojenie, rama kabiny

Metrological aspects of measurements process related with chosen elevator installation elements implemented to mine shaft

Abstract: The chapter presents the method selection as well as a realization method of real stresses' measurements in the chosen elements of the shaft reinforcements, generated due to an impact of the elevator cabin. It also describes real stresses in characteristic elements of the elevator cabin frame installed in the vertical working, i.e. in the Regis Shaft of the Wieliczka Salt Mine.

Implemented technical solutions and operational parameters of built-in transportation devices for a vertical transportation of men in the Regis Shaft are described. The adopted measurement method and the measuring equipment with a description of selecting characteristic points of both the cabin frame and the shaft reinforcements, chosen for a realization of the measurements, are discussed. The adopted measurement path and the method of conducting planned measurements are presented.

Keywords: measurements, elevator, mine shaft, stress, reinforcement, cabin frame

1. Wprowadzenie

Kopalnia Soli Wieliczka poszukując bezpiecznych i ekonomicznych środków transportu turystów na terenie muzeum zdecydowała wykorzystać do tego celu dźwigi osobowo-towarowe zabudowane w szybie Regis. W lipcu 2012 r. zabudowane urządzenia dźwigowe uzyskały odbiór techniczny i zezwolenie na ruch [8].

W rozdziale omówiono:

- przeznaczenie, ogólną charakterystykę oraz parametry rozwiązań technicznych urządzeń dźwigowych zabudowanych w szybie Regis,
- główne założenia, które zobligowały kadrę inżynierską do podjęcia tematu analizy dynamiki jazdy dźwigów w aspekcie modernizacji zbrojenia szybowego i oceny parametrów konstrukcyjnych ramy nośnej kabiny dźwigu,



- dobór metody pomiarowej oraz oceny punktów charakterystycznych konstrukcji przewidzianych do zabudowy czujników pomiarowych,
- charakterystykę sprzętu i konfigurację przyjętego toru pomiarowego,
- zabudowę toru pomiarowego w szybie Regis,
- rejestrację oraz wstępne omówienie pierwszych zarejestrowanych wyników pod kątem poprawności zastosowanej metodologii badań.

2. Rozwiązania konstrukcyjne oraz podstawowe parametry techniczne zabudowanych dźwigów

Po przeprowadzonych głębokich analizach formalnych, technicznych i finansowych, dyrekcja Kopalni Soli Wieliczka przyjęła wariant zabudowy w szybie Regis dwóch niezależnych dźwigów z kabinami nieprzelotowymi, jako gwarantujący większe bezpieczeństwo dla transportowanych osób oraz najbardziej dostosowany do oczekiwanych funkcji transportowych [9] (grupy o liczebności 15 osób zwiedzające nowo udostępniany rejon kopalni obsługiwany przez szyb Regis). Przewidziano montaż dwóch dźwigów w szybie o udźwigu 1600 kg (21 osób) każdy.

3. Przeznaczenie dźwigów

Celem tej inwestycji była odbudowa i udostępnienie turystom, w tym osobom niepełnosprawnym, zabytkowego średniowiecznego szybu Regis wraz z budynkami nadszybia oraz zabezpieczenie i udostępnienie w postaci nowej trasy turystycznej tzw. „Trasy Górniczej” znajdującej się w pobliżu szybu – w tym cennych pod względem kulturowym, historycznym, przyrodniczym i architektonicznym komór wraz z chodnikami w najstarszej części Kopalni Soli Wieliczka. Dźwigi są przeznaczone do obsługi ruchu turystycznego w szybie Regis Kopalni Soli Wieliczka. Dźwigi jako urządzenie są samoobsługowe, lecz dostęp i obsługa jest nadzorowana przez elektroniczny system kontroli dostępu.

Efektom końcowym realizacji wyżej wspomnianego projektu jest nowa trasa turystyczna „Wzabytkowej Kopalni Soli Wieliczka”, która pozwala przybliżyć turystom historię Kopalni w pierwszych wiekach jej istnienia oraz metody eksploatacji złoża solnego, a także sposoby zabezpieczania komór, odwadniania wyrobisk, wentylacji i oświetlenia podziemi [6]. Zwiedzający wyposażeni w lampy górnicze, kaski oraz pochłaniacze, będą poznawali tajniki przyrody, geologii i technik górniczych mogą również poznać unikatową budowę geologiczną wielickiego złoża.

W razie potrzeby szybem Regis z poz. III mogą wyjechać dźwigami również turyści z dotychczasowej trasy turystycznej, kuracjusze uzdrowiska lub pracownicy kopalni. Ponadto za pomocą zabudowanych dźwigów, obecnie przeprowadza się wymagane kontrole, rewizje i badania szybu, jego wyposażenia i urządzeń w nim zabudowanych. Czynności te przeprowadza się poprzez jazdę obsługi w trybie rewizyjnym na dachu kabiny dźwigu. Sterowanie jazdą podczas wykonywania tych czynności odbywa się z kasety sterującej znajdującej się na dachu kabiny. Dla bezpieczeństwa obsługi podczas przeprowadzanej rewizji obie kabiny dźwigów wyposażone są w daszki ochronne zabezpieczające miejsce przebywania ludzi na ich dachu.

4. Zbrojenie szybu

Zbrojenie i wyposażenie pomocnicze szybu Regis przeznaczone jest do zabudowy prowadnic dla prowadzenia kabin i przeciwciężarów oraz drzwi przystankowych dźwigów osobowo-towarowych KONE na podszybiach poziomu I, II i III.

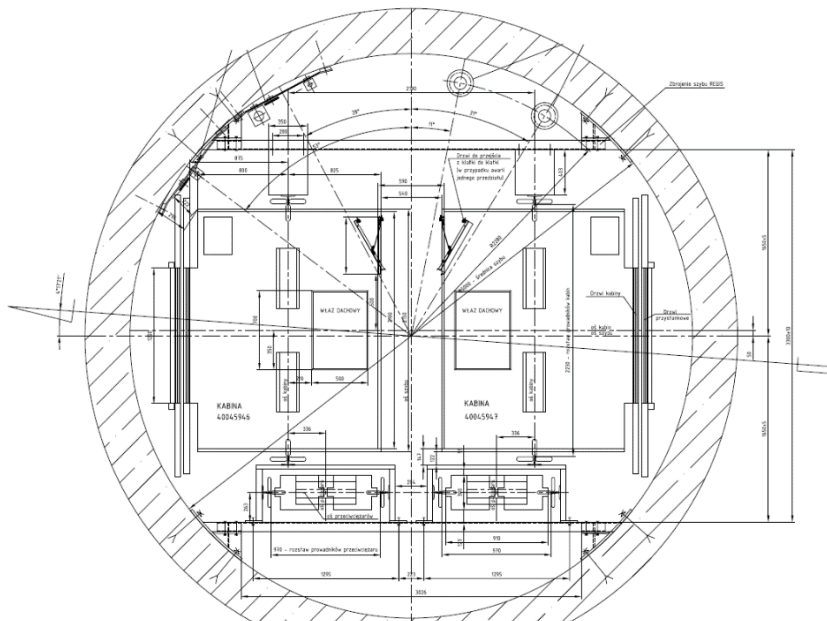
Umieszczenie kabin i przeciwcieżarów w tarczy szybowej oraz innych urządzeń stanowiących wyposażenie szybu określa rysunek 1.

Zbrojenie szybu Regis od poziomu zrębu ($\pm 0,00$ m) do poziomu III (-127,65 m), obejmuje dźwigary zbrojenia zabudowane w podziałce co 2,5 m (rys. 2), pomost bezpieczeństwa w rzępiu na poz. -132,12 m, w którym zabudowane są stacje nawrotu lin wyrównawczych dźwigów wyposażone w obciążniki napinające oraz obciążniki linek ograniczników prędkości kabin i przeciwcieżarów (rys. 4), pomost rewizyjny w rzępiu (sztuczne dno szybu) na poz. -135,43 m. Dla celów remontowych przewiduje się pomost remontowy montowany na głowicy kabin.

W skład zbrojenia szybu Regis wchodzi również [1]:

- podszybie z krzesłem szybowym na poz. I,
- zamknięcie wlotu z konstrukcją nośną na poz. IIw,
- podszybie z krzesłem szybowym na poz. IIw,
- podszybie z krzesłem szybowym na poz. III,
- przedział drabinowy od poz. III do IV.

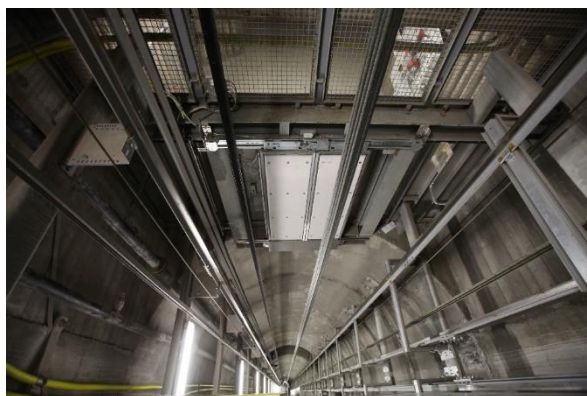
Montaż zbrojenia prowadzony był w sposób typowy dla zbrojenia szybu tj. przy wykorzystaniu górniczego wyciągu szybowego kublowego, z wiszącego pomostu roboczego. Po zabudowie przewodów szybowych i pozostałych elementów wyposażenie szybu przynależnego do urządzeń dźwigowych, szysz wygląda jak na rysunku 3.



Rys. 1. Tarcza szybu Regis z zabudowanymi urządzeniami [4]



Rys. 2. Zbrojenie szybu przed zabudową elementów prowadzenia dźwigów [9]



Rys. 3. Widok szybu po zabudowie elementów prowadzących kabin i przeciwcieżarów [9]



Rys. 4. Widok pomostu bezpieczeństwa i zabudowanych w nim urządzeń

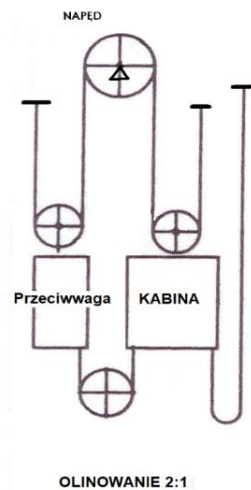
5. Budowa dźwigów

Dźwigi osobowo-towarowe typu PT21/40-19 zabudowano w szybie po stronie północnej i południowej szybu [2].

Dźwиг towarowo-osobowy zbudowany jest z:

- napędu z wciągarką z kołem ciernym o średnicy 690 mm, zabudowanej w maszynowni na poz. + 9,27 m (rys. 6),
- kabiny prowadzonej w szybie po dwóch prowadnikach sztywnych z zastosowaniem prowadnic tocznych (rys. 7 i 8),
- przeciwcieżaru prowadzonego w szybie po dwóch prowadnikach sztywnych z zastosowaniem prowadnic tocznych,
- lin nośnych $\varnothing 13$ – 6 szt.,
- lin wyrównawczych $\varnothing 16$ – 7 szt.,
- liny ogranicznika prędkości $\varnothing 10$ – 1 szt.,
- zawieszenia lin nośnych (rys. 9),
- zawieszenia lin wyrównawczych.

Dźwиг północny posiada 3 przystanki tj. zrąb szybu poz. $\pm 0,00$ m, podszybie poziom II n - poz. -100,96 m, podszybie poziom III - poz. -127,65 m, a dźwиг południowy posiada 4 przystanki tj. nadszybie poz. +3,64 m, zrąb szybu poz. $\pm 0,00$ m, podszybie poziom I - poz. -57,94 m, podszybie poziom III - poz. -127,65 m. Uproszczony schemat kinematyczny dźwigu przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Schemat kinematyczny dźwigu



Rys. 6. Napędy dźwigów usytuowane w maszynowni



Rys. 7. Wnętrze kabiny dźwigu



Rys. 8. Dach kabiny



Rys. 9. Zawieszenie lin nośnych



Rys. 10. Ogranicznik prędkości

Maszynownia dźwigów wykonana została zgodnie z wymaganiami normy EN 81-1 p.6.3 oraz według projektu [2] znajduje się w historycznym budynku nadszybia.

Dla zachowania zabytkowego charakteru nadszybia decyzją konserwatora zabudowano wieżę zastrzałową o wysokości + 24,26 m z kołami linowymi na poz. +21,05. Obecnie wieża jest tylko elementem architektonicznym (rys. 11).

Maszynownia dźwigów znajduje się na poz. +9,27 m i ma wymiary:

- długość 4400 mm,
- szerokość 4280 mm,
- wysokość 2700 mm.



Rys. 11. Nadszybie szybu Regis

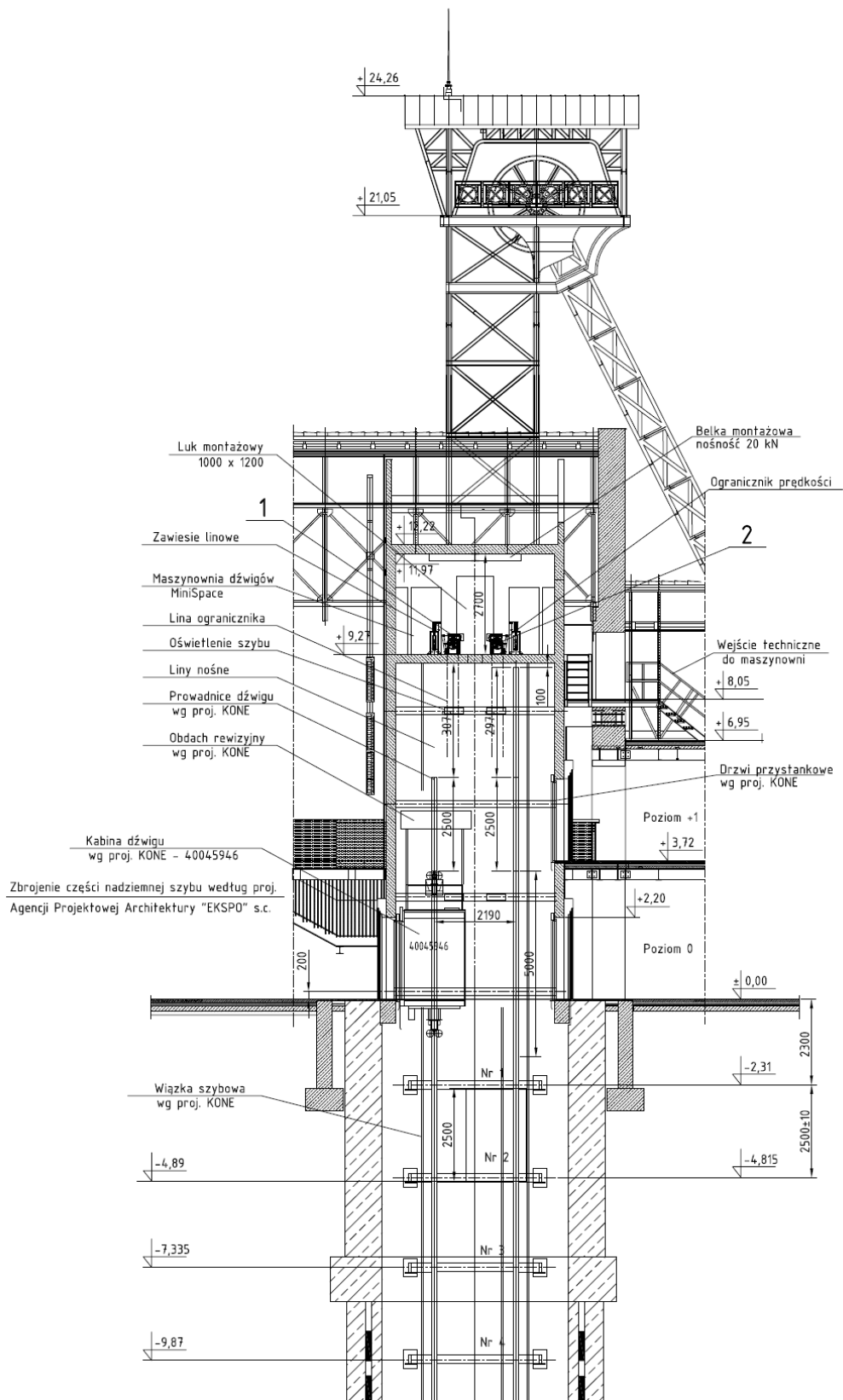
W maszynowni zabudowano dwa identyczne zespoły napędowe dźwigów osobowych, w skład których wchodzi [5]:

- bezreduktorowa wciągarka MX18,
- ogranicznik przeciwwagi,
- zawiesia linowe – 2 kpl.,
- ogranicznik prędkości kabiny (rys. 10),
- panel napędu MLB,
- panel sterowania LCE,
- wyłącznik główny.

Widok pomieszczenia maszynowni prezentuje rysunek 12, natomiast przekrój pionowy nadszybia atrapy wieży, maszynowni i szybu w górnym odcinku przedstawiono na rysunku 13.



Rys. 12. Widok maszynowni



Rys. 13. Zestawienie. Przekrój pionowy nadszybia i maszynowni [3]

6. Przesłanki i uzasadnienia techniczne dla podjęcia tematu analizy dynamiki jazdy dźwigów i oceny parametrów konstrukcyjnych ramy nośnej kabiny dźwigu

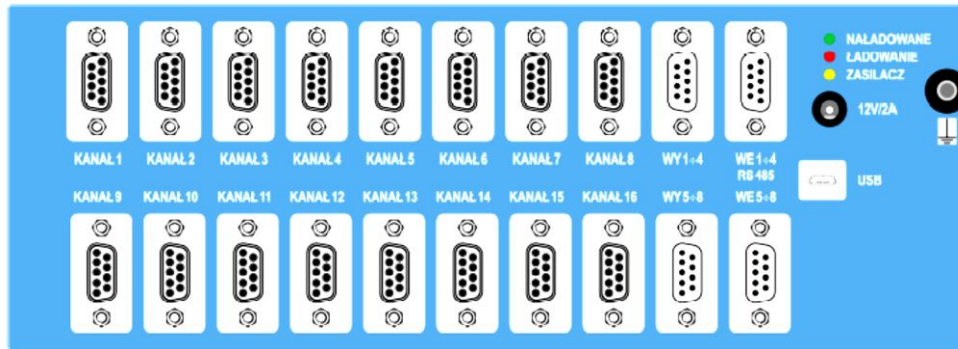
Z analizy ekonomicznej wynika, że koncepcja zastosowania dźwigów osobowych do transportu ludzi w wyrobiskach pionowych zakładów górniczych a szczególnie tam, gdzie wchodzi w grę obsługa ruchu turystycznego, jest jak najbardziej zasadna.

Nie mniej jednak rozpoczęto cykl badań, w których poddano sprawdzeniu tezę, że przyjęte rozwiązania techniczne zwłaszcza w zakresie zbrojenia szybowego, które niejako są hybrydą obowiązujących na tamten czas przepisów [8] górniczych, dyrektywy dźwigowej i norm dźwigowych nie do końca wyczerpują temat, a przyjęte rozwiązania dotyczące zbrojenia szybowego nie wydają się optymalne z punktu widzenia szeroko rozumianej ekonomii. Podobnie ma się również kwestia ram kabin dźwigów osobowo-towarowych, czyli głównego elementu konstrukcyjnego kabiny, który wnosi procentowo znaczący wkład w masę transportową szybem. Udział ten dochodzi nawet do około 25%. Łącząc te dwie kwestie można przyjąć założenie, że zasadnym staje się określenie rzeczywistych naprężeń (rzeczywistych sił oddziaływania i przemieszczenia), które powstają w elementach konstrukcji zbrojenia szybu w wyniku przemieszczania się kabiny dźwigu oraz jakie są rzeczywiste naprężenia w samej ramie kabiny dźwigu podczas takiego ruchu. Badania te należy przeprowadzić przy zmiennych warunkach obciążenia i prędkości, tak aby zasymulować w jak najbardziej realny sposób rzeczywiste warunki pracy urządzenia dźwigowego zainstalowanego w szybie górniczym.

7. Wybór metody pomiarowej

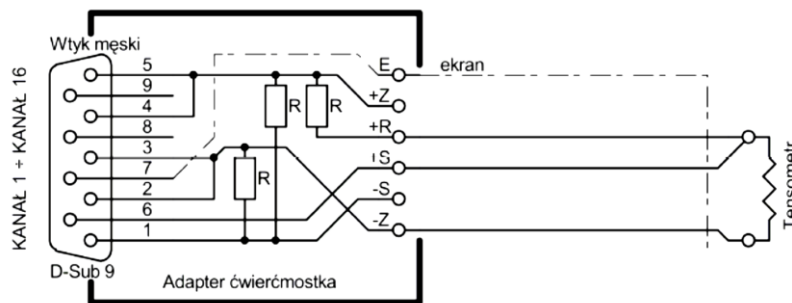
Przeprowadzono weryfikację przyjętych założeń dotyczących wytrzymałości konstrukcji ramy dźwigu osobowego oraz wsporników prowadzeń dźwigu. Podstawowym zadaniem po określeniu zakresu badań był dobór aparatury pomiarowej w celu określenia zmian naprężeń lub przemieszczeń, czy też odkształceń elementów konstrukcji. Ze względu na zabudowę badanej ramy dźwigu osobowego wraz z prowadzeniem w pionowym wyrobisku górniczym, przy eksploatowanym w sposób ciągły dźwigu, obsługującym ruch turystyczny wszystkie metody laboratoryjne zostały odrzucone w pierwszym etapie selekcji. Za najbardziej optymalną metodę pomiarową w opisanym przypadku uznano pomiar z wykorzystaniem tensometrii oporowej. Ze względu na zalety tensometrów oporowych i możliwość wykorzystania rejestratora wyposażonego we wzmacniacz sygnału uznano, iż zastosowanie takiego układu pomiarowego w warunkach panujących w szybie Regis Kopalni Soli Wieliczka będzie optymalne do przeprowadzenia pomiaru odkształceń. Tensometr oporowy jest stale zespolony z diagnozowaną powierzchnią konstrukcji za pomocą dedykowanego kleju, który jest na tyle elastyczny, że pozwala bez zakłóceń pracować tensometrowi wraz z badaną konstrukcją.

Zabudowany w szybie układ pomiarowy został opracowany na bazie Rejestratora CL460 w wersji 1.51. Rejestrator ten jest przeznaczony do jednoczesnego, precyzyjnego pomiaru i rejestracji wielkości fizycznych, przetwarzanych na sygnały elektryczne m.in. za pomocą tensometrów w układzie ćwierćmostka, przetworników z wyjściem prądowym w zakresie od 4 do 20 mA lub czujników potencjometrycznych [7]. Do analizy danych wykorzystywany jest dedykowany program do rejestracji i wizualizacji przebiegów. Urządzenie posiada 16 kanałów analogowych, do których można podłączyć 16 adapterów ćwierćmostków tensometrycznych. Na rysunku 14 przedstawiono usytuowanie wyjść kanałów analogowych. Rozdzielczość pomiarowa w układzie ćwierćmostka wynosi $1\ \mu\text{m/m}$, co pozwala odnotować minimalne zmiany naprężeń w konstrukcji.

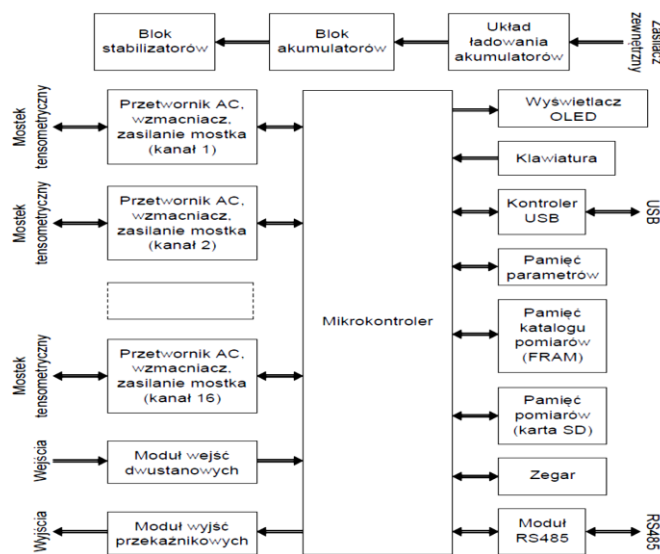


Rys. 14. Wygląd płyty tylnej rejestratora CL460 [7]

Do pomiaru zostały wytypowane tensometry firmy BCM o rezystancji $350,9 \Omega \pm 0,1$, stałej czułości $2,12 \pm 1\%$. Przewód do połączenia ćwierćmostka tensometrycznego to DY LIFYDY $4 \times 0,04 \text{ mm}^2$. Adaptery były podłączone bezpośrednio do jednego z 16 kanałów analogowych wyposażonych w złącza typu RS-485, natomiast sposób ich połączenia z tensometrem pokazano na rysunku 15. Schemat blokowy rejestratora CL460 prezentuje natomiast rysunek 16. W układzie pomiarowym nie zastosowano kompensacji wpływu temperatury, ze względu na stabilną temperaturę otoczenia w zakresie od 15°C do 16°C .



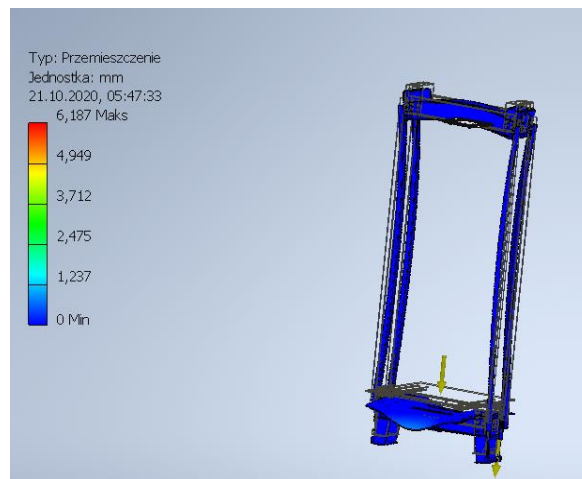
Rys. 15. Schemat podłączenia tensometru do adaptera ćwierćmostka [7]



Rys. 16. Schemat blokowy rejestratora CL460 [7]

8. Tor pomiarowy

Na podstawie wyników z przeprowadzonej wstępnej analizy MES ramy dźwigu osobowego zostały wybrane charakterystyczne punkty, w których należy spodziewać się koncentracji maksymalnych naprężeń. Na rysunku 17 przedstawiono uproszczony model ramy typowego dźwigu osobowego, który obrazuje przemieszczenia przy pełnym obciążeniu ramy masa 1600 kg. W miejscach charakterystycznych, cechujących się jednorodnymi wartościami naprężeń z uwzględnieniem kinematyki układu przygotowano miejsca do montażu tensometrów. Miejsca, w których wyspecyfikowano lokalizację punktów pomiarowych pokazano na rysunku 18.



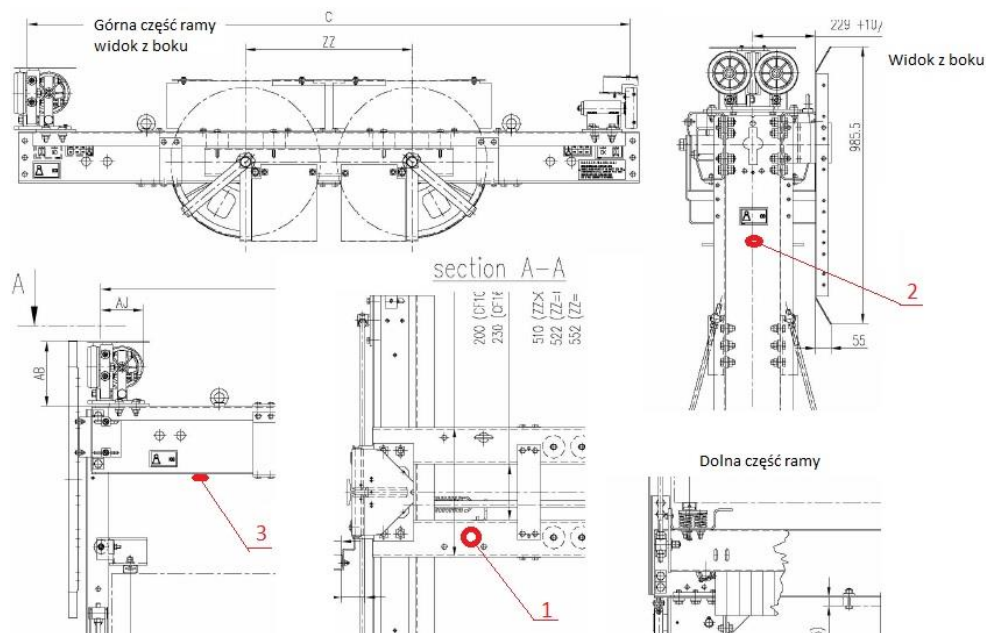
Rys. 17. Uproszczony model ramy dźwigu osobowego obciążony statycznie w środowisku MES

Przed pierwszym etapem przygotowania miejsca pod przyklejenie tensometrów należy usunąć zabezpieczenie antykorozyjne w taki sposób, aby nie zarysować powierzchni metalu. Pierwszy etap przygotowania powierzchni polega na ścieraniu i polerowaniu powierzchni papierami ściernymi z węglikiem krzemu o ziarnistości począwszy od 100 do 400, w celu osiągnięcia możliwie płaskiej i gładkiej powierzchni bez wżerów i ubytków mechanicznych. Następnie określa się orientacyjny układ tensometrów, aby podczas klejenia mieć układ odniesienia. Po przyklejeniu wszystkich tensometrów na konstrukcji należy dobrać odpowiednie przewody łączące tensometr z adapterem ćwierćmostka i wykonać połączenia z zastosowaniem technologii lutowania. Po wykonaniu tych prac przewody należy zabezpieczyć mocując je trwale do konstrukcji, a same połączenia tensometrów z przewodami zabezpieczyć klejem silikonowym, który należy zabezpieczyć połączenia elektroniczne przed wpływem atmosfery i uszkodzeniami mechanicznymi.

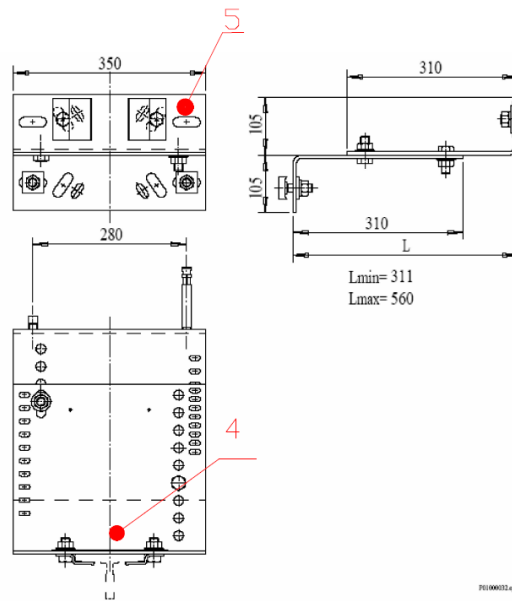
Rama, która została zastosowana to CF25(TP) z dwoma kołami linowymi. Pierwsza lokalizacja, w której przyklejono układ tensometrów to belka górna ramy kabiny (poz. 1 z rysunku 18). Przewidziano układ trzech tensometrów w rozstawie 120° , co zostało zobrazowane na rysunku 21. W tym miejscu należy spodziewać się wzrostu naprężeń pochodzących od siły grawitacji, ciężaru własnego ramy kabiny wraz z osprzętem oraz od lin. Możliwe jest wystąpienie głównie sił zginających w dwóch kierunkach w zależności od przypadku jazdy w górę i w dół. Podczas sytuacji awaryjnej mogą powstać niewielkie siły skręcające belkę. Kolejny punkt pomiarowy mieści się na cięgnie ramy (poz. 2 z rysunku 18). W tej lokalizacji przewidziano jeden tensometr, ponieważ kluczowe siły jakie potrzeba zarejestrować to siły rozciągające i ściskające, umiejscowienie dokładnie zostało zobrazowane na rysunku 22. Ostatni punkt pomiarowy na ramie to belka dolna (poz. 3 z rysunku 18) ramy kabiny. Na belce dolnej spodziewany rozkład sił jest tożsamy z układem na belce górnej jednak w przeciwnych

kierunkach. Przewidziano układ trzech tensometrów w rozstawie 120° , co zostało zobrazowane na rysunku 23.

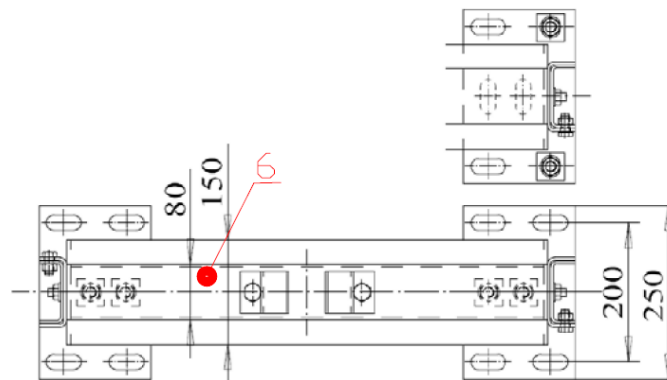
Wraz z pomiarem odkształceń w ramie kabiny również badano wzrosty naprężeń jakie występują na wspornikach prowadnic. W badanym dźwigu zastosowano dwie prowadnice typu T125x82x16B wykonane z materiału o $R_m = 440$ MPa. Wsporniki utrzymują prowadnice i przenoszą obciążenia na dźwigary, a te bezpośrednio na obmurze szybu. Zastosowane wsporniki muszą przenieść maksymalne obciążenia od prowadnic, co w tym przypadku wynosi $F_x = 2400$ N, $F_y = 2400$ N, $F_z \sim 2200$ N. Wsporniki zabudowane na dźwigarze po stronie wschodniej szybu zostały wyposażone w układ pomiarowy składający się z rozety pomiarowej widocznej na rysunku 26, czyli w położeniu 4 z rysunku 19 oraz jednego tensometru na powierzchni czołowej widocznego na rysunku 25, czyli w położeniu 5 z rysunku 19. Podczas normalnej eksploatacji należy się spodziewać sił prostopadłych od naczynia ramy kabiny, które mogą powodować zginanie wspornika wraz ze skręcaniem. Mogą wystąpić również siły bocznie oddziałujące na prowadnice, co może powodować zginanie wspornika w drugim kierunku. Siły pionowe mogą wystąpić tylko w sytuacji awaryjnego hamowania dźwigu. Wspornik po stronie zachodniej został wyposażony w układ pomiarowy oparty o rozetę widoczną na rysunku 24. W tym przypadku badamy jedynie czołową część wspornika (położenie 6 z rysunku 20), ponieważ na kolejne elementy konstrukcyjne oddziałują siły przenoszone przez prowadnice przeciwwagi. Wspornik jest tak zaprojektowany, że w czasie mijania kabiny z przeciwwagą przyjmuje siły od przeciwwagi i samej kabiny. W związku z powyższym spodziewany jest złożony stan naprężeń w różnych kierunkach, jeśli zostaną takie zarejestrowane, ze względu na fakt pozornie bardzo sztywnej konstrukcji wsporników.



Rys. 18. Lokalizacja punktów pomiarowych na ramie kabiny CF25(TP)



Rys. 19. Lokalizacja punktów pomiarowych na wsporniku wschodnim



Rys. 20. Lokalizacja punktów pomiarowych na wsporniku zachodnim



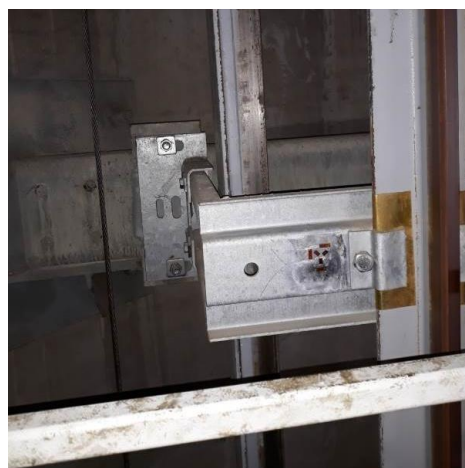
Rys. 21. Układ tensometrów na belce górnej ramy CF25(TP)



Rys. 22. Układ tensometrów na cięgnie ramy kabiny CF25(TP)



Rys. 23. Układ tensometrów na belce dolnej ramy kabiny CF25(TP)



Rys. 24. Układ tensometrów na wsporniku prowadzenia od strony przeciwwagi w położeniu 6

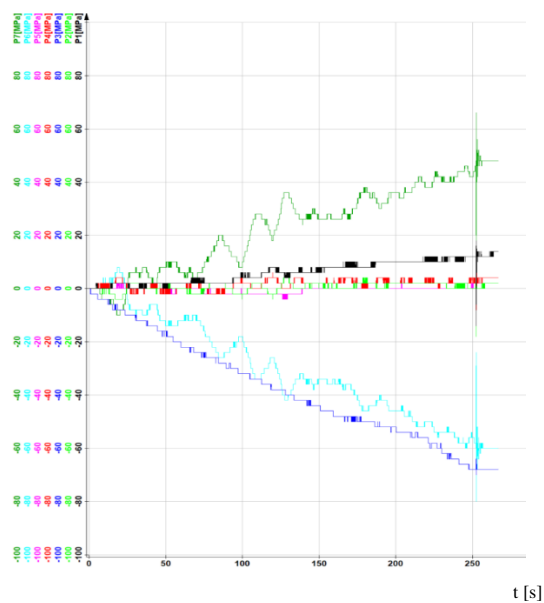


Rys. 25. Układ tensometrów na wsporniku w położeniu 5



Rys. 26. Układ tensometrów na wsporniku, położenie 4

Układ pomiarowy został przetestowany w warunkach jazdy rewizyjnej, jak i jazdy bez obciążenia. Wykonane pomiary potwierdziły, że wszystkie tensometry działają poprawnie. Z obserwacji i wstępnej analizy wyników pomiarów można potwierdzić, że oczekiwane przyrosty naprężeń pokrywają się z miejscami założonymi, które wytypowano podczas rozważań symulacyjnych.

Rys. 27. Wykres przyrostu naprężeń ramy kabiny przy prędkości jazdy $V = 0,4$ m/s



Na rysunku 27 przedstawiono przykładowy wykres z jazd testowych, na którym zarejestrowano parametry wzrostu naprężeń podczas jazdy kabiny dźwigu z prędkością rewizyjną i symulowanym zdarzeniem polegającym na natychmiastowym zatrzymaniu dźwigu.

9. Wnioski

W rezultacie tak przeprowadzonych badań, których pierwsze wyniki sugerują poprawnie założony kierunek, planuje się określić czy użyte rozwiązania konstrukcyjne w zakresie zbrojenia szybowego i ramy nośnej kabiny dźwigu nie są „przewymiarowane”, a jeśli tak to czy nie zasadnym jest (z punktu widzenia ekonomicznego) w odniesieniu do doświadczeń ośmiu lat eksploatacji urządzeń dźwigowych w szybie górniczym podjąć próby wypracowania optymalnych rozwiązań konstrukcyjnych, które zmniejszą masę elementów konstrukcyjnych montowanych w szybie i masę elementów nośnych kabin dźwigów poruszających się w szybie górniczym.

Wstępne analizy wyników otrzymanych po przejazdach testowych wykazują znikome wzrosty naprężeń, co może wskazywać na poprawny kierunek podejścia do weryfikacji wytypowanych konstrukcji.

Zbadanie wyżej opisanych relacji może przyczynić się do poszerzenia wiedzy z zakresu rzeczywistej dynamiki jazdy kabin dźwigów i ich rzeczywistych sił oddziaływania, co w połączeniu z kwestiami konstrukcyjnymi może być pomocne w optymalizacji opisywanych powyżej elementów konstrukcyjnych. Działanie takie może zaowocować w przyszłości lepszym wyborem rozwiązań technicznych dotyczących konstrukcji zbrojenia szybowego i ram kabin dźwigów, a co za tym idzie oszczędnościami materiałowymi i energetycznymi w kontekście nowo zabudowywanych urządzeń dźwigowych w górniczych wyrobiskach pionowych.

Literatura

1. Kokot B.+ zespół: Dokumentacja przebudowy podszybi oraz zbrojenia szybu „Regis”. Praca KGHM Cuprum CBR, Wrocław, 2009.
2. KONE Sp. z o.o. Dokumentacja dźwigów osobowo-towarowych projekt 6203620 Warszawa 2009.
3. Projekt nr P 191/2009 pt. - Przebudowa i modernizacja nadszybia szybu „Regis” opracowany przez Agencję Projektową Architektury EKSPLO S.C. w Krakowie.
4. Herman M. + zespół: Dokumentacja urządzenia transportowego specjalnego szybu „Regis”. Praca KGHM Cuprum CBR, Wrocław, 2012.
5. Krupa P.: Dokumentacja odbiorcza urządzeń transportowych specjalnych w obiekcie Szyb Regis - Kopalnia Soli Wieliczka, 2012.
6. Studium wykonalności dla projektu „Szlaki nowej przygody w zabytkowej Kopalni Soli Wieliczka”, KPPM Doradztwo sp. z o.o., Kraków, lipiec 2010 r.
7. Instrukcja użytkowania rejestratora CL 460 firmy ZEPWN.
8. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz. U. Nr 139, poz. 1169 oraz Dz. U. z 2006 r. nr 124, poz. 863) w szczególności Rozdział 4 Działu VI Transport pionowy i w wyrobiskach o nachyleniu powyżej 45° oraz Załącznik nr 4 „Szczegółowe zasady prowadzenia ruchu



w wyrobiskach” – punkt 3. Wykaz, zakres i częstotliwość badań technicznych urządzeń ciśnieniowych, dźwignicowych i urządzeń transportu specjalnego eksploatowanych w podziemnych zakładach górniczych i punkt 5. Szczegółowe zasady prowadzenia ruchu układów transportu pionowego w wyrobiskach o nachyleniu powyżej 45°. Przepisy obowiązujące w czasie oddania do ruchu urządzeń dźwigowych w szybie Regis.

9. Zuski Z., Czyżowski J.: Transport pionowy dźwigami osobowo-towarowymi w Kopalni Soli Wieliczka - Zabudowa i uruchomienie dźwigów osobowo-towarowych w górniczym szybie „Regis”. VIII Międzynarodowa Konferencja Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie. Ustroń 2012, str. 45-61. ISBN 978-83-929335-9-5.



Zasady stosowania elektrycznych urządzeń prostych w obwodach iskrobezpiecznych

Andrzej Figiel – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie: W rozdziale omówiono warunki jakie muszą spełniać urządzenia elektryczne, aby mogły być uznane za urządzenia proste w rozumieniu norm dotyczących iskrobezpieczeństwa oraz zasady ich stosowania w systemach iskrobezpiecznych. Przedmiotem rozdziału jest również przedstawienie wymagań formalnych, jakie producenci i projektanci systemów iskrobezpiecznych powinni spełnić, aby zgodnie z obowiązującymi regulacjami prawnymi móc bez przeszkód stosować urządzenia proste w tych systemach. Doświadczenia Zakładu Badań Atestacyjnych Jednostki Certyfikującej ITG KOMAG podczas oceny systemów iskrobezpiecznych zawierających m.in. urządzenia proste potwierdzają istnienie problemu niepełnego i nieprawidłowego dokumentowania spełnienia przez urządzenia proste wymagań technicznych i formalnych. Jest to główny powód podjęcia tematu niniejszego rozdziału.

Słowa kluczowe: iskrobezpieczeństwo, obwody iskrobezpieczne, urządzenia proste, ocena zgodności

Principles of using simple electrical apparatus in intrinsically safe circuits

Abstract: The chapter discusses the conditions which electrical devices must meet in order to be considered as simple apparatus within the meaning of the standards on intrinsic safety and the principles of their use in intrinsically safe systems. The subject of the chapter is also the presentation of formal requirements which manufacturers and designers of intrinsically safe systems should meet in order to be able to use simple devices in in these systems without any obstacles in accordance with the applicable legal regulations. The experience of the Division of Attestation Tests, Certifying Body of KOMAG during the assessment of intrinsically safe systems containing, among others, simple devices, confirms the problem of incomplete and incorrect documentation of compliance of simple devices with technical and formal requirements. This is the main reason for taking up the subject of this chapter.

Keywords: intrinsic safety, intrinsically safe circuits, simple apparatus, conformity assessment

1. Wprowadzenie

Urządzenia iskrobezpieczne zwykle podlegają obowiązkowej certyfikacji prowadzonej przez niezależną jednostkę notyfikowaną, zgodnie z właściwymi procedurami oceny zgodności określonymi w dyrektywie dotyczącej urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej [1] (rozporządzeniu [2]). Wyjątkiem od tej reguły są urządzenia iskrobezpieczne grupy II o poziomie zabezpieczenia „ic”, które jako urządzenia kategorii 3 podlegają wewnętrznej kontroli produkcji - procedurze oceny zgodności, którą samodzielnie realizuje producent - oraz „urządzenia proste” w rozumieniu norm dotyczących iskrobezpieczeństwa [3, 4]. Intencją wprowadzenia kategorii „urządzenia proste” jest umożliwienie korzystania z urządzeń, które nie mają znaczącego wpływu na iskrobezpieczeństwo systemu, bez konieczności ich certyfikacji przez jednostkę notyfikowaną.

Na podstawie doświadczeń jednostki notyfikowanej w zakresie oceny systemów iskrobezpiecznych można stwierdzić, że częstym problemem jest brak lub niepełne udokumentowanie zgodności „urządzeń prostych” z mającymi zastosowanie wymaganiami norm oraz nieprawidłowe ich stosowanie w obwodach iskrobezpiecznych. Celem niniejszego rozdziału jest omówienie zarówno wymagań dotyczących „urządzeń prostych”, jak i warunków bezpiecznego ich podłączenia do obwodów iskrobezpiecznych.

2. Wymagania dotyczące urządzeń prostych

Przez „urządzenie proste” należy rozumieć elektryczny element lub połączenie elementów prostej konstrukcji, o jednoznacznie określonych parametrach elektrycznych, które są zgodne z parametrami iskrobezpieczeństwa obwodu, w którym jest on zastosowany [3, 4].

Uznaje się, że „urządzeniami prostymi” są:

- a) części lub podzespoły bierne, na przykład przełączniki, skrzynki zaciskowe, potencjometry i proste elementy półprzewodnikowe,
- b) pojedyncze elementy magazynujące energię w prostych obwodach o jednoznacznie określonych parametrach, na przykład kondensatory lub cewki indukcyjne, których wartości należy uwzględnić przy określaniu ogólnego bezpieczeństwa systemu,
- c) elementy wytwarzające energię, na przykład termoelementy i fotoogniwa, które nie wytwarzają więcej niż 1,5 V, 100 mA i 25 mW.

Urządzenie elektryczne może być uznane za „urządzenie proste”, jeżeli [3, 4]:

- nie zawiera elementów ograniczających wartość napięcia i/lub prądu, i/lub elementów przeciwzakłóceńowych,
- nie zawiera żadnych środków zwiększających dostępne napięcie lub prąd, na przykład przetwornic DC-DC,
- izolacja obwodu iskrobezpiecznego względem ziemi, jeżeli jest konieczne, aby urządzenie proste miało izolację od ziemi, wytrzymuje próbę napięciową przeprowadzoną napięciem probierczym przemiennym o wartości skutecznej przekraczającej dwukrotne napięcie obwodu iskrobezpiecznego albo napięciem 500 V (ewentualnie napięciem stałym o wartości 700 V), w zależności od tego, która z tych wartości jest większa, utrzymywany przez co najmniej 60 s,
- zaciski przyłączeniowe są oddzielone od zacisków oddzielonych obwodów iskrobezpiecznych (jeżeli w urządzeniu prostym występuje więcej niż jeden obwód iskrobezpieczny) oraz do uziemionych i nieziemionych części przewodzących z zachowaniem wymaganych odstępów izolacyjnych powietrznych i powierzchniowych (odstęp powietrzny 6 mm między częściami przewodzącymi zacisków do przyłączania oddzielnych obwodów zewnętrznych, 3 mm między zaciskami przewodów iskrobezpiecznych a uziemionymi częściami),
- obudowy oraz części obudów umieszczone w atmosferze wybuchowej [5]:
 - niemetalowe spełniają wymagania dotyczące ładunków elektrostatycznych na zewnętrznych materiałach niemetalowych,
 - metalowe spełniają wymagania materiałowe (wymagania dotyczące zawartości metali lekkich),
- maksymalna temperatura powierzchni urządzenia prostego jest mniejsza od dopuszczalnej w danej atmosferze wybuchowej (o ile urządzenie proste jest przewidziane do pracy w atmosferze wybuchowej). Jeżeli w obwodzie iskrobezpiecznym są użyte, zgodnie z ich danymi znamionowymi w temperaturze otoczenia do 40°C, łączniki, wtyczki i gniazda oraz zaciski które będą miały maksymalną temperaturę powierzchni mniejszą niż 85°C, wówczas mogą być zaliczone do klasy temperaturowej T6, w przypadku grupy II, a także jako odpowiednie do stosowania w grupie I i grupie III.



Producenci elektrycznych „urządzeń prostych”, pomimo braku takiego wymagania w przepisach harmonizacji technicznej, poddają te urządzenia certyfikacji prowadzonej przez „stronę trzecią” (niezależną jednostkę certyfikującą). Takie podejście ma swoje uzasadnienie w odniesieniu do urządzeń produkowanych w dużych seriach. Potwierdzenie zgodności z wymaganiami norm(-y) oraz informacje zawarte w certyfikacie ułatwiają projektantom stosowanie urządzeń prostych w iskrobezpiecznych systemach sterowania. Należy jednak pamiętać, aby nie poddawać „urządzeń prostych” procedurom oceny zgodności przewidzianym w rozporządzeniu [2] wdrażającym dyrektywę dotyczącą urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej [1]. Powodem takiego stanu rzeczy jest fakt, że „urządzenia proste” nie spełniają definicji „urządzenia” w nim zawartej, w związku z tym nie są objęte zakresem tego rozporządzenia. Procedurom oceny zgodności podlegają urządzenia rozumiane jako: maszyny, aparatura, sprzęt stały lub ruchomy, komponenty sterujące i oprzyrządowanie oraz należące do nich systemy wykrywania i zapobiegania, które oddzielnie lub połączone ze sobą są przeznaczone do wytwarzania, przesyłania, magazynowania, pomiaru, regulacji i przetwarzania energii lub do przekształcania materiałów, a które, przez ich własne potencjalne źródła zapłonu, są zdolne do spowodowania wybuchu. Urządzenia proste nie zawierają własnego potencjalnego źródła zapłonu zdolnego do spowodowania zapłonu.

Chociaż „urządzenia proste” nie podlegają procedurom oceny zgodności, to w celu wykazania możliwości ich stosowania w systemach iskrobezpiecznych należy wykazać ich zgodność z odpowiednimi wymaganiami technicznymi określonymi w normach dotyczących iskrobezpieczeństwa [3, 6, 7] oraz normie zawierającej wymagania podstawowe dla wszystkich urządzeń przewidzianych do stosowania w atmosferach wybuchowych [5].

Wymagania dotyczące urządzeń elektrycznych przeznaczonych do stosowania w obwodach iskrobezpiecznych, w zależności od ich klasyfikacji (urządzenia iskrobezpieczne, urządzenia proste) oraz poziomu zabezpieczenia („ia”, „ib”, „ic”) przedstawiono w Tabeli 1.

Urządzenie proste powinno być trwale i czytelnie oznakowane. Zadanie to nie jest zarezerwowane wyłącznie dla producenta (może to zrealizować m.in. instalator). Wymaga się, aby każde urządzenie proste można było łatwo zidentyfikować, przy czym nie narzuca się formy oznakowania (może to dowolne oznaczenie lub kod preferowany w danej instalacji). Dopuszcza się oznakowanie urządzenia prostego dodatkowymi informacjami, np. odniesieniem do numeru obwodu.

Jeżeli urządzenie proste posiada własną obudowę, to taka obudowę należy ocenić ze względu na możliwość stosowania w danej atmosferze i strefie wybuchowej, do której to urządzenie jest dedykowane. Urządzenia powinny posiadać obudowę o wymaganym, w zależności od przeznaczenia i warunków środowiskowych, stopniu ochrony IP (zwykle wskazana jest obudowa o stopniu ochrony co najmniej IP54). Skrzynki zaciskowe grupy II (traktowane jako urządzenia proste) z więcej niż jednym obwodem iskrobezpiecznym powinny spełnić dodatkowe wymagania [4, 5] dotyczące, odpowiednio, niemetalowych obudów i niemetalowych części obudów, metalowych obudów i metalowych części obudów.



**Wymagania dotyczące urządzeń elektrycznych przeznaczonych do stosowania
w obwodach iskrobezpiecznych**

Tabela 1

	Urządzenia elektryczne zabezpieczone za pomocą iskrobezpieczeństwa „i”		Urządzenia proste
Poziom zabezpieczenia	„ia”, „ib”	„ic”	nie zależy od poziomu zabezpieczenia
Wymagania			
2014/34/UE ATEX	TAK	TAK	NIE
PN-EN 60079-11:2012	TAK	TAK	TAK
PN-EN 60079-25:2012	TAK	TAK	TAK
PN-EN 60079-14:2014-06	TAK	TAK	TAK
PN-EN 50303:2004	TAK (kat. M1, „ia”)	NIE	TAK ¹
PN-EN 60079-26:2015-04	TAK (kat. 1, „ia”)	NIE	TAK ²
Procedury oceny zgodności przewidziane w dyrektywie 2014/34/UE			
Moduł B	TAK	NIE	—
Moduł D ³	TAK	NIE	—
Moduł F ⁴	TAK	NIE	—
Moduł E ⁵	TAK	NIE	—
Moduł C1	TAK (kat. M2 i 2, „ib”)	NIE	—
Moduł A ⁶	NIE	TAK	—
Moduł A + przekazanie dokumentacji jednostce notyfikowanej ⁴	TAK	NIE	—
Moduł G ^{3, 4, 5}	TAK	TAK	—
Parametry urządzenia			
Określenie parametrów iskrobezpieczeństwa	TAK	TAK	TAK
Wyznaczenie maks. temp. powierzchni/ klasy temp.	TAK	TAK	TAK
Oznakowanie urządzenia			
Oznakowanie rodzajem zabezpieczenia przeciwybuchowego	TAK np. Ex I M1 Ex ia I Ma Ex II 2G Ex ib IIB T4 Gb	TAK np. Ex II 3D Ex ic IIIC T135 °C Dc	NIE
Informacje na wyrobie identyfikująca wyrób i parametry decydujące o iskrobezpieczeństwie	TAK	TAK	TAK
Znakowanie CE	TAK	TAK	NIE ⁶
Nr jednostki notyfikowanej za CE	TAK	NIE	NIE
Dokument potwierdzający zgodność			
Jednostka notyfikowana	Certyfikat badania typu UE	—	—
Producent	Deklaracja zgodności UE	Deklaracja zgodności UE	Deklaracja zgodności dla urządzenia prostego
¹ W przestrzeniach zagrożonych wybuchem metanu i pyłu węglowego wymagających urządzeń kategorii M1 ² W atmosferach gazowych wymagających urządzeń kategorii 1 ³ Dotyczy urządzeń grupy I kategorii M1 oraz grupy II kategorii 1 ⁴ Dotyczy urządzeń grupy I kategorii M2 oraz grupy II kategorii 2 ⁵ Dotyczy urządzeń grupy II kategorii 3 ⁶ Chyba, że oznakowanie CE wynika z innej dyrektywy, której urządzenie podlega.			

Obudowy niemetalowe i metalowe części obudów, powinny posiadać właściwą odporność na uderzenia, trwałość termiczną, odporność na światło ultrafioletowe oraz nie powinny stwarzać zagrożenia pochodzącego od ładunków elektrostatycznych. Metalowe obudowy i metalowe części obudów powinny charakteryzować się wymaganą odpornością na uderzenie i zawartością metali lekkich w stopach. Odstęp izolacyjny powietrzny między nieosłoniętymi częściami przewodzącymi przyłączeń oddzielnych obwodów iskrobezpiecznych w skrzynkach powinien wynosić co najmniej 6 mm. Skrzynki z oznakowaniem Ex spełniają powyższe wymagania.

Wymagania dla obudów różnią się w zależności od ich przeznaczenia ze względu na różne wymagania (grupa I, grupa II - podgrupa IIA, IIB, IIC, grupa III) oraz wymaganego poziomu zabezpieczenia EPL. Z tego powodu należy jednoznacznie określić warunki stosowania urządzeń prostych (np. urządzenie proste przeznaczone do pracy w podziemnych zakładach górniczych - grupa I, może się nie nadawać do pracy w zakładzie chemicznym - grupa II).

Wykazanie, że dany wyrób jest urządzeniem prostym należy do obowiązków producenta lub projektanta systemu iskrobezpiecznego, w którym to urządzenie ma być wykorzystane. Zgodnie z obowiązującymi przepisami [8] należy sporządzić odpowiednią dokumentację techniczną, która powinna zawierać informacje:

- identyfikujące urządzenie: nazwa, typ, przeznaczenie (grupa wybuchowości, strefa zagrożenia wybuchem, poziom zabezpieczenia), dane techniczne,
- identyfikujące producenta/projektanta odpowiedzialnego za sporządzenie dokumentacji,
- wykazujące spełnienie następujących wymagań:
 - brak uzyskiwania bezpieczeństwa za pomocą elementów ograniczających wartość napięcia i/lub prądu oraz brak środków zwiększających napięcie lub prąd (schemat),
 - odpowiednia izolacja obwodu iskrobezpiecznego w stosunku do „ziemi”, jeśli jest wymagana, (protokół z próby napięciowej wytrzymałości elektrycznej izolacji),
 - odpowiednie odstępy izolacyjne względem części przewodzących uziemionych i nieziemionych oraz oddzielonych obwodów iskrobezpiecznych – o ile występują (protokół z pomiaru odstępów izolacyjnych powietrznych i powierzchniowych),
 - maksymalna temperatura lub klasa temperaturowa odpowiednia do atmosfery wybuchowej (dokument zawierający określenie maksymalnej temperatury urządzenia lub protokół z próby nagrzewania),
 - obudowa i jej części spełniające wymagania [5] – w zależności od tego jaką obudowę posiada urządzenie proste – dotyczące obudów niemetalowych (np. stopień ochrony obudowy IP, wartość rezystancji powierzchniowej, największe pole powierzchni rzutu niemetalowej części obudowy) lub obudów metalowych (stopień ochrony obudowy IP, skład materiału).

3. Stosowanie urządzeń prostych w systemach iskrobezpiecznych

Zasady stosowania urządzeń prostych, o parametrach elektrycznych nie przekraczających 1,5 V, 100 mA oraz 25 mW, w systemach iskrobezpiecznych są ustanowione w normie dotyczącej urządzeń zabezpieczonych za pomocą iskrobezpieczeństwa „i” [3] i systemów iskrobezpiecznych [9].

Dodanie urządzenia prostego do systemu iskrobezpiecznego bez konieczności przeprowadzania ponownych obliczeń bezpieczeństwa systemu jest możliwe po spełnieniu następujących warunków:

- należy rozpatrzyć oddziaływanie każdego urządzenia iskrobezpiecznego, każdego iskrobezpiecznego urządzenia towarzyszącego oraz wszystkich urządzeń prostych łącznie (np. zastosowanie więcej niż dwie termopary w systemie jest dopuszczalne, natomiast połączenie dużej ich liczby w pojedynczym obwodzie pomiaru średniej temperatury może nie spełniać tego kryterium),

- pojemnościowe oraz indukcyjne elementy w urządzeniu prostym mogą być zastosowane, jeżeli ich oddziaływanie zostanie rozpatrzone podczas oceny systemu. Jeśli suma pojemności C_i , jak i suma indukcyjności L_i wszystkich urządzeń (w tym urządzeń prostych) w obwodzie są większe niż 1% określonych parametrów wyjściowych źródła zasilania, dopuszczalne parametry wyjściowe należy zmniejszyć o połowę. Jeżeli całkowita indukcyjność L_i obwodu zewnętrznego (z uwzględnieniem indukcyjności przewodu) jest $\geq 1\%$ wartości L_o oraz, całkowita pojemność C_i obwodu zewnętrznego (z uwzględnieniem pojemności przewodu) jest $\geq 1\%$ wartości C_o , dopuszczalna pojemność obwodu zewnętrznego (w uwzględnieniu pojemności przewodu) nie powinna być większa od $1 \mu\text{F}$ w przypadku grupy I, IIA i IIB a 600 nF w przypadku grupy IIC,
- urządzenie proste jest skutecznie odizolowane od ziemi - wytrzymuje próbę napięciem probierczym przemiennym o wartości skutecznej przekraczającej dwukrotne napięcie obwodu iskrobezpiecznego albo napięciem 500 V (ewentualnie napięciem stałym o wartości 700 V), w zależności od tego, która wartość jest większa. W przypadku, gdy ten poziom izolacji nie jest zapewniony, urządzenie proste wprowadza uziemienie do systemu, które należy uwzględnić w projekcie systemu,
- jeżeli urządzenie proste jest przeznaczone do zamontowania w przestrzeni zagrożonej należy przeprowadzić jego klasyfikację temperaturową. Przyjmuje się, że przełączniki, wtyczki, gniazda oraz zaciski pracujące zgodnie z parametrami znamionowymi w temperaturze otoczenia nie większej niż 40°C posiadają klasę temperaturową T6 (85°C) w przypadku grupy II, a także jako odpowiednie do stosowania w grupie I i grupie III. Klasę temperaturową urządzenia prostego można określić poprzez obliczenie maksymalnej temperatury powierzchni na podstawie wartości P_o źródła energii (1).

$$T = P_o \cdot R_{th} + T_{amb} \quad (1)$$

gdzie:

- T – temperatura powierzchni,
- P_o – moc oznakowana na urządzeniu towarzyszącym,
- R_{th} – przyrost temperatury powierzchni (K/W) (jak określono przez producenta elementu dla mających zastosowanie warunków montażu),
- T_{amb} – temperatura otoczenia w miejscu zainstalowania urządzenia prostego.

Spełnienie wymagań odnoszących się do temperatury można również wykazać na podstawie mocy rozpraszanej urządzenia [5], zgodnie z którą małe elementy (w rozpatrywanym przypadku urządzenia proste) o powierzchni nie mniejszej niż 20 mm^2 spełniają wymagania dla urządzeń grupy II klasy temperaturowej T4 oraz dla urządzeń grupy I, jeżeli maksymalna moc wejściowa w temperaturze powietrza otaczającego to urządzenie (T_{amb}) nie przekracza wartości podanych w Tabeli 2.

Klasyfikacja temperaturowa na podstawie mocy wejściowej

Tabela 2

T_{amb}	Maksymalna moc rozpraszana urządzenia o powierzchni $\geq 20 \text{ mm}^2$				
	40°C	50°C	60°C	70°C	80°C
Grupa II	1,3 W	1,25 W	1,2 W	1,1 W	1 W
Grupa I (pył wykluczony)	3,3 W	3,22 W	3,15 W	3,07 W	3,0 W

Dopuszczalna maksymalna temperatura powierzchni urządzenia prostego grupy I (jeżeli obecność pyłu węglowego jest wykluczona) o powierzchni $\geq 20 \text{ mm}^2$ wynosi 450°C . Klasa temperaturową w zależności od pola powierzchni i maksymalnej temperatury urządzenia prostego można określić na podstawie Tabeli 3.

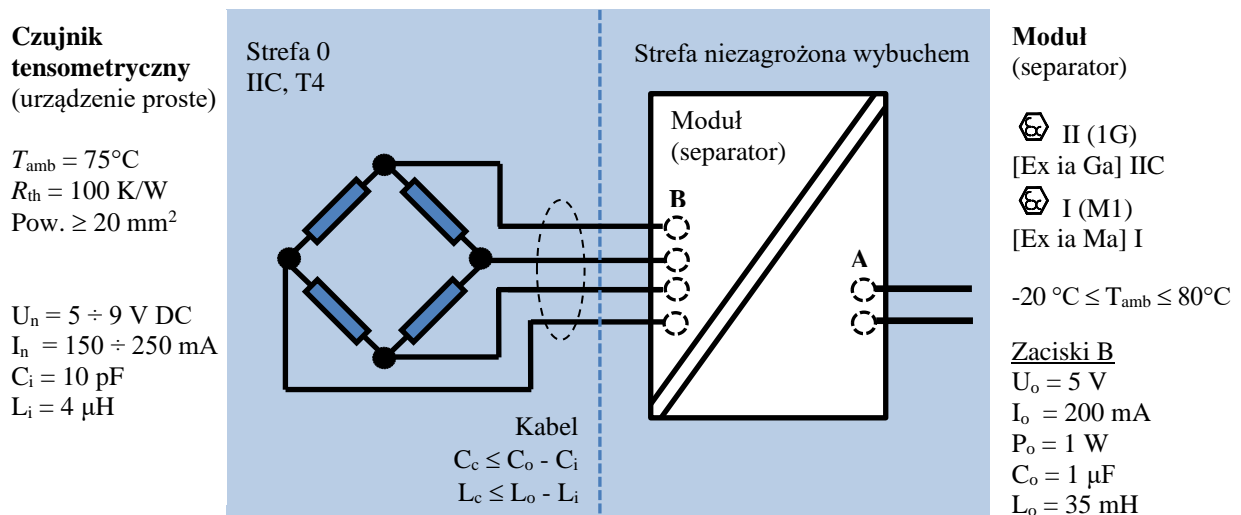
Klasyfikacja temperaturowa w zależności od pola powierzchni i maksymalnej temperatury

Tabela 3

Całkowite pole powierzchni (z wyłączeniem wyprowadzeń elementów)	Maksymalna temperatura powierzchni	Klasa temperaturowa urządzenia grupy II
$< 20 \text{ mm}^2$	275°C	T4
$\geq 20 \text{ mm}^2 \leq 1000 \text{ mm}^2$	200°C	T4
$< 1000 \text{ mm}^2$	150°C	T5

Dopuszczalna maksymalna temperatura powierzchni urządzenia prostego grupy I (jeżeli obecność pyłu węglowego jest wykluczona) o powierzchni $\leq 20 \text{ mm}^2$ wynosi 950°C . Jeśli powyższe kryteria nie mają zastosowania, to możliwa maksymalna temperatura powierzchni powinna być zmierzona lub oceniona.

Rysunek 1 przedstawia prosty przykład obwodu iskrobezpiecznego, w skład którego wchodzi czujnik tensometryczny oraz współpracujący z nim moduł (separator). Na podstawie danych technicznych tych urządzeń w łatwy sposób można wyznaczyć maksymalną temperaturę tensometru lub jeżeli nie dysponujemy wartością rezystancji termicznej R_{th} , sprawdzić, czy klasa temperaturowa pozwala na zastosowanie urządzenia prostego w przewidywanej atmosferze wybuchowej.



Rys 1. Przykład analizy obwodu iskrobezpiecznego z urządzeniem prostym (mostkiem tensometrycznym)

Maksymalna temperatura powierzchni tensometru, wyznaczona z wykorzystaniem wzoru (1) wynosi 175°C , co oznacza, że można go zaliczyć do klasy temperaturowej T4 (Tabela 3). Ten sam wynik otrzymamy uwzględniając moc wyjściową P_o (1 W) i posługując się Tabelą 2. Klasa temperaturowa urządzenia prostego jest właściwa dla gazów klas temperaturowych T4, T3, T2, T1.



Analiza termiczna jest jednym z aspektów oceny bezpieczeństwa obwodów iskrobezpiecznych. Pozostałe zagadnienia dotyczące systemów iskrobezpiecznych są przedmiotem norm [4, 9] oraz publikacji dotyczących zasad sporządzania dokumentu opisującego system iskrobezpieczny [10, 11, 12, 13].

4. Podsumowanie

W rozdziale wskazano na warunki, jakie muszą spełnić urządzenia elektryczne, aby mogły być stosowane w systemach iskrobezpiecznych. Warunki te zależą od stopnia złożoności budowy i parametrów urządzenia oraz wymaganego poziomu zabezpieczenia. Dokonano przeglądu wymagań, jakie musi spełnić urządzenie elektryczne, aby mogło być uznane za urządzenie proste i można je było stosować w obwodach iskrobezpiecznych, bez pogorszenia ich poziomu zabezpieczenia przeciw-wybuchowego. Liczne niedociągnięcia w spełnieniu tych wymagań, stwierdzone przez specjalistów jednostki certyfikującej podczas oceny systemów iskrobezpiecznych, polegają przede wszystkim na pominięciu wymagań dotyczących zewnętrznej obudowy urządzenia prostego (jeżeli występuje) oraz braku informacji warunkujących bezpieczeństwo stosowania urządzenia prostego w systemach iskrobezpiecznych. Respektowanie zasad oceny urządzeń prostych, omówionych w niniejszym rozdziale, pozwoli na prawidłowe, zgodne z aktualnym stanem wiedzy technicznej projektowanie systemów iskrobezpiecznych zawierających tego typu urządzenia oraz właściwe dokumentowanie zgodności z mającymi zastosowanie wymaganiami przepisów i norm, przyczyniając się w ten sposób do podniesienia poziomu bezpieczeństwa stosowania urządzeń elektrycznych w atmosferach potencjalnie wybuchowych.

Literatura

1. Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2014/34/UE z dnia 26 lutego 2014 r. w sprawie harmonizacji ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej. OJ Nr 96 z dnia 29.03.2014 r.
2. Rozporządzenie Ministra Rozwoju z dnia 6 czerwca 2016 r. w sprawie wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej (Dz. U. z 2016 r. poz. 817).
3. PN-EN 60079-11:2012 Atmosfery wybuchowe. Część 11: Zabezpieczenie urządzeń za pomocą iskrobezpieczeństwa "i".
4. PN-EN 60079-14:2014-06 Atmosfery wybuchowe. Część 14: Projektowanie, dobór i montaż instalacji elektrycznych.
5. PN-EN IEC 60079-0:2018-09 Atmosfery wybuchowe. Część 0: Urządzenia. Podstawowe wymagania.
6. PN-EN 50303:2004 Urządzenia grupy I kategorii M1 przeznaczone do pracy ciągłej w atmosferach zagrożonych metanem i/lub pyłem węglowym.
7. PN-EN 60079-26:2015-04 Atmosfery wybuchowe. Część 26: Urządzenia o poziomie zabezpieczenia urządzenia (EPL) Ga.
8. Ustawa z dnia 12 grudnia 2003 r. o ogólnym bezpieczeństwie produktów (tekst jednolity: Dz.U. z 2016 r., poz. 2047).
9. PN-EN 60079-25:2011 Atmosfery wybuchowe. Część 25: Systemy iskrobezpieczne.
10. Figiel A. - Wymagania dotyczące zapewnienia iskrobezpieczeństwa systemów sterowania. *Maszyny Górnicze* 3/2016 (147), str. 45-53.



11. ATEX 2014/34/EU Guidelines. Guide to application of Directive 2014/34/UE of the European Parliament and of the Council of 26 February 2014 on the harmonization of the law of the Member States relating to equipment and protective systems intended for use in potentially explosive atmospheres. 3rd edition – Maj 2020.
12. Application Report SLLA480–May 2020. Intrinsic Safety Compliance of Digital Isolators in Explosive Atmospheres. Texas Instruments.
https://www.ti.com/lit/an/slla480/slla480.pdf?ts=1603274902866&ref_url=https%253A%252F%252Fwww.ti.com%252Fproduct%252FISO7041%253Fjtype%253Dhomepageproduct
13. Todd T.S. - Moore Industries-International, Inc. Associated Apparatus: The Safe and Most Affordable IS Solution.
https://www.miinet.com/images/pdf/whitepapers/Associated_Apparatus_SPA2IS_White_Paper_Moore_Industries.pdf



Optymalizacja układu hydraulicznego prasy do brykietów

Zygmunt Domagała - Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa w Legnicy

Michał Stosiak - Politechnika Wroclawska

Waldemar Sradomski - Politechnika Wroclawska

Streszczenie: Przemysł przetwórstwa drzewnego zмага się z zagospodarowaniem odpadów takich jak wióry, trociny itp. W większości przypadków jest to pełnowartościowy materiał jednak mający bardzo poważną wadę - niską gęstość. Zagęszczenie materiału drobnoziarnistego następuje w urządzeniach zwanych brykieciarkami. W rozdziale przedstawiono analizę istniejącej brykieciarki pod kątem optymalizacji układu hydraulicznego. W pierwszej kolejności rozważono analizę statyczną istniejącego napędu. Następnie ułożono model matematyczny oraz symulacyjny. Przeprowadzone badania symulacyjne wskazały kierunek modernizacji napędu hydraulicznego.

Słowa kluczowe: napęd hydrauliczny, trociny, brykieciarka

Optimization of the hydraulic system of the briquette press

Abstract: Nowadays shavings and sawdust are hard to utilize for wood processing industry, shavings and sawdust are full blown materials with serious disadvantage – low density. The compacting of fine-grained material takes place in briquetting presses. In the chapter a briquetting press hydraulic system optimization was presented. First, the static analysis of the existing hydraulic drive was considered. The mathematical and simulation models were provided. The conducted simulation tests showed the direction of modernization of the hydraulic drive.

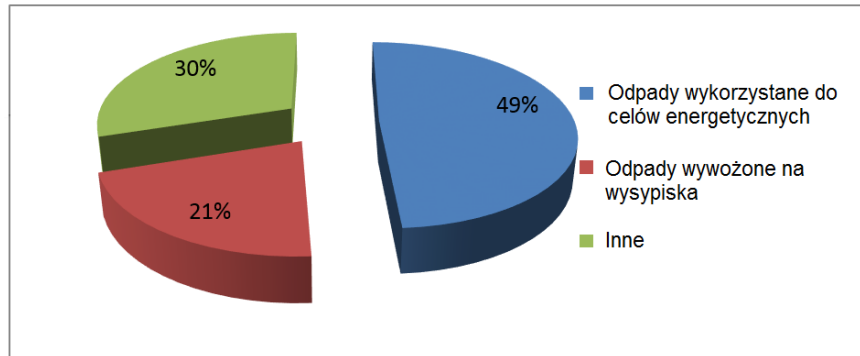
Key words: hydraulic drive, sawdust, briquetting press

1. Wprowadzenie

Oszczędzanie energii, efektywność energetyczna maszyn i urządzeń, zmniejszenie emisji (CO_2) to terminy, z którymi spotykamy się coraz częściej.

W dzisiejszej gospodarce coraz większy nacisk kładzie się na ekologię, prawne restrykcje narzuca Unia Europejska, która nakłada na kraje członkowskie limity emisji dwutlenku węgla (CO_2). Dlatego niezmiernie ważne jest zagospodarowanie odpadów roślinnych między innymi do celów energetycznych. Dzięki temu uzyskujemy zerowy bilans emisji. Oprócz tego spalanie biomasy jest mniej szkodliwe dla środowiska niż spalanie paliw kopalnych ze względu na mniejszą ilość w spalinach tlenków azotu (NO_x) i dwutlenku siarki (SO_2).

Ilość odpadów drzewnych szacuje się w Polsce na około 3 miliony ton rocznie, z czego tylko około 49% jest zagospodarowywana do celów energetycznych. Z kolei zbiory słomy zbóż i rzepaku można corocznie szacować w Polsce na ponad 30 milionów ton, z czego tylko nieznaczny procent wykorzystywany jest w przemyśle paszowym lub do innych celów [1].



Rys. 1. Stopień zagospodarowania odpadów drzewnych w Polsce [1]

Na rysunku 1 widać, że duża część odpadów nie jest zagospodarowana. Najbardziej oczywistym rozwiązaniem jest spalanie biomasy. Jednak zużytkowanie jej do celów energetycznych jest dość kłopotliwe. Najistotniejszym problemem jest jej mała gęstość, przez co transport jest kosztowny a duża wilgotność obniża jej wartość opałową.

Trudności z bezpośrednim wykorzystaniem biomasy można pokonać przez jej przetworzenie np. brykiety. Ta metoda podnosi jednak koszty, albowiem brykiety trzeba wytworzyć.

Najwygodniejszą formą spalania trocin, jak i innych odpadów pochodzenia roślinnego jest brykiet. Brykiety charakteryzują się następującymi zaletami [3]:

- brykiety można spalać we wszystkich istniejących piecach,
- podczas spalania 1 m³ brykietów o gęstości około 1000 kg/m³ można uzyskać średnio od 2,58 do 3,44 MWh energii, podczas gdy przy spalaniu 1 m³ trocin czy wiórów można uzyskać średnio od 0,65 do 1,29 MWh,
- parokrotnie zmniejsza się powierzchnia magazynowania,
- brykiety mogą być przechowywane przez długi czas,
- parokrotnie większa gęstość brykietów w porównaniu z wiórami czy trocinami, przez co istotnie zmniejszają się koszty transportu,
- spalanie brykietów jest bezpieczne i nie grozi wybuchem,
- zwiększa się komfort obsługi.

Wartość opałowa trocin suchych wynosi 17 MJ/kg, a słomy „szarej” 15 MJ/kg. Dla porównania średnia wartość opałowa węgla kamiennego wydobywanego w Polsce wynosi 23 MJ/kg. Tak więc słoma i trociny są cennym biopaliwem. Przy czym wilgotność surowca musi być możliwa mała, ponieważ wartość opałowa spada wraz ze zwiększającą się wilgotnością materiału.

1.1. Parametry procesowe wpływające na proces brykietownia

Do najważniejszych parametrów wpływających na proces brykietownia należą: wilgotność materiału, temperatura procesu, wielkość cząsteczek materiału, właściwości materiału i oczywiście parametry konstrukcyjne brykietowni.

Ponadto znajdująca się w brykietowanym materiale roślinnym lignina w warunkach zwiększonego ciśnienia i temperatury topi się, dzięki czemu można otrzymać produkt o zwiększonej wytrzymałości. Temperatura wystarczająca do rozmiękczenia ligniny to 80°C, ale optymalna jest temperatura powyżej 150°C [5]. Przy tej temperaturze brykiety zachowują swój kształt w czasie magazynowania i transportu.

Zmniejszenie wielkości cząstek powoduje:

- wzrost gęstości i wytrzymałości kinetycznej aglomeratu,
- wzrost wydajności,
- spadek energochłonności.

Obecnie najczęściej spotykane sposoby w formowania brykietu to:

- zagęszczanie w komorze zamkniętej,
- zagęszczanie w komorze otwartej.

W procesie brykietowania w komorze zamkniętej, zagęszczanie materiału następuje głównie pod wpływem oporu jaki stawia dno komory prasującej. W tej metodzie żadaną gęstość brykietu można uzyskać przez regulację skoku stempla w stosunku do stałej objętości porcji prasowanego materiału lub od ilości zsypywanego materiału do komory przy stałym skoku.

Obecnie najbardziej rozpowszechnioną metodą jest prasowanie w komorze otwartej. Wynika to z zasadniczych zalet do których można zaliczyć: prostszą budowę układu roboczego, większą wydajność i łatwość w dozowaniu surowca.

W rozdziale przedstawiono wynik pracy polegającej na optymalizacji układu hydraulicznego istniejącej prasy, której podstawowym kryterium był czas cyklu technologicznego. W tym przypadku wynosi on 5 sekund.

2. Przedmiot badań

Na rysunku 2 przedstawiono schemat części roboczej układu hydraulicznego prasy. Kompletny układ hydrauliczny prasy składa się z trzech podukładów. Pierwszy z nich to podukład siłownika wstępnego, drugi to podukład siłownika formy, a trzeci podukład siłownika głównego. W procesie formowania brykietu praca pierwszego i trzeciego podukładu wpływa w sposób istotny na czas trwania cyklu.

Cały zespół napędzany jest wielotłoczkową pompą PV180 wyposażoną w sterownik stałej mocy. Pompa napędzana jest silnikiem elektrycznym o mocy 30 kW.

Istotnym elementem w analizie układu hydraulicznego jest czas cyklu technologicznego. Celem prowadzonych prac było ograniczenie czasu cyklu technologicznego poniżej 5 sekund. W analizowanym podukładzie pompa posiada nominalną wydajność $Q_p = 270 \text{ dm}^3/\text{min}$, filtr dokładny ma przepustowość do $500 \text{ dm}^3/\text{min}$, natomiast przez zawór przelewowy może przepłynąć nawet $400 \text{ dm}^3/\text{min}$ przy ciśnieniu 26 MPa. Wyjątkiem jest rozdzielacz 4WE10- E15/G24NZLL, przez który może przepłynąć $160 \text{ dm}^3/\text{min}$.

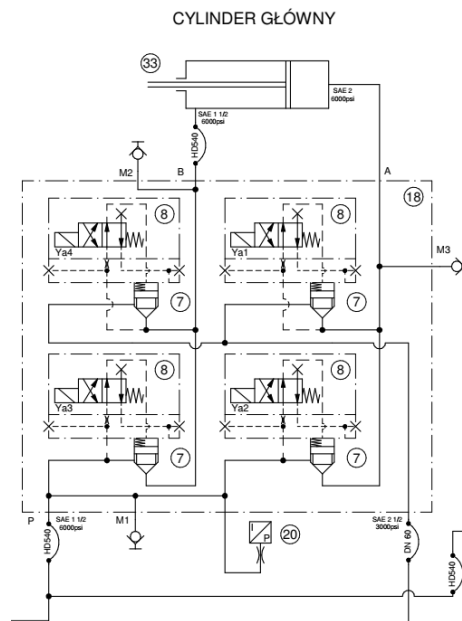
Na podstawie charakterystyk poszczególnych elementów orientacyjna suma Δp ciśnienia na linii zasilającej dla nominalnych przepływów wynosi:

$$\Delta p_{\text{filtra}} = 0,45 \text{ MPa} = 4,5 \text{ bar} - \text{ dla przepływu } 270 \text{ dm}^3/\text{min}.$$

$$\Delta p_{\text{rozdz.}} = 1,75 \text{ MPa} = 17,5 \text{ bar} - \text{ dla przepływu } 160 \text{ dm}^3/\text{min}.$$

$$\Delta p_{\text{rurociągu}} = 0,73 \text{ bar} - \text{ dla przepływu } 160 \text{ dm}^3/\text{min}.$$

$$\Sigma \Delta p = \Delta p_{\text{filtra}} + \Delta p_{\text{rozdz.}} + \Delta p_{\text{rurociągu}} = 4,5 \text{ bar} + 17,5 \text{ bar} + 0,1 \text{ bar} = 22,73 \text{ bar}.$$



Rys. 2. Schemat układu hydraulicznego prasy

Jak widać straty ciśnienia na linii zasilania w podukładzie siłownika wstępnego są niewielkie. Największe występują w rozdzielaczu a to dlatego, że przepustowość jego wynosi jedynie $160 \text{ dm}^3/\text{min}$. W rzeczywistości są one jeszcze mniejsze ponieważ ciśnienie załadunku $p_{\text{zał}}$ wynosi 140 bar. Jeżeli do $p_{\text{zał}}$ dodamy $\Sigma\Delta p$ to na króćcu tłocznym pompy może wystąpić maksymalne ciśnienie 162,73 bar. W takim przypadku wydajność pompy Q_p wynosi $65 \text{ dm}^3/\text{min}$. Natomiast czas wysuwu t_1 siłownika wstępnego przedstawia tabela 1.

Czasy wysuwu siłownika wstępnego w funkcji ciśnienia na króćcu pompy

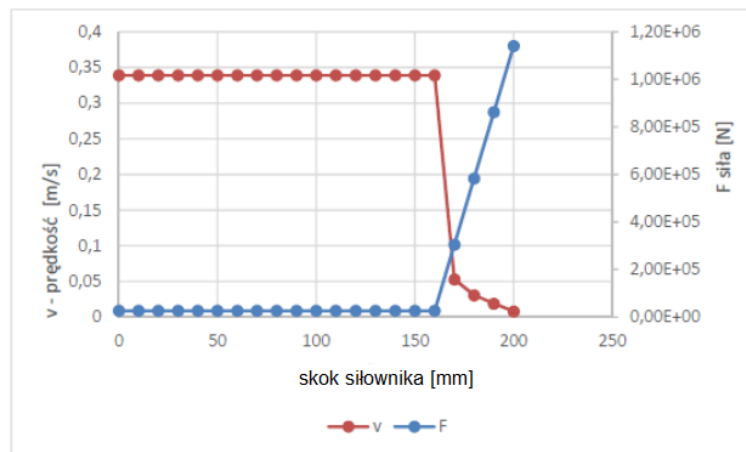
Tabela 1

Ciśnienie p na króćcu pompy [bar]	Ciśnienie $p_{\text{zał}}$ w siłowniku [bar]	Wydajność pompy Q_p [dm^3/min]	Czas wysuwu t_1 [s]	Skok siłownika wstępnego [mm]
162,73	140	65,2	1,52	330
150	128	72,05	1,38	330
130	108	88,2	1,12	330
162	140	65,2	1,24	270
150	128	72,05	1,13	270
130	108	88,2	0,92	270

Jak widać z tabeli 1, że im niższe ciśnienie załadunku to krótszy czas wysuwu siłownika wstępnego. Obliczenia były przeprowadzone dla ustalonego maksymalnego skoku siłownika h_1 oraz dla stałej wartości obciążenia. W rzeczywistości obciążenie na analizowanym siłowniku zmienia się wraz z jego wysuwem.

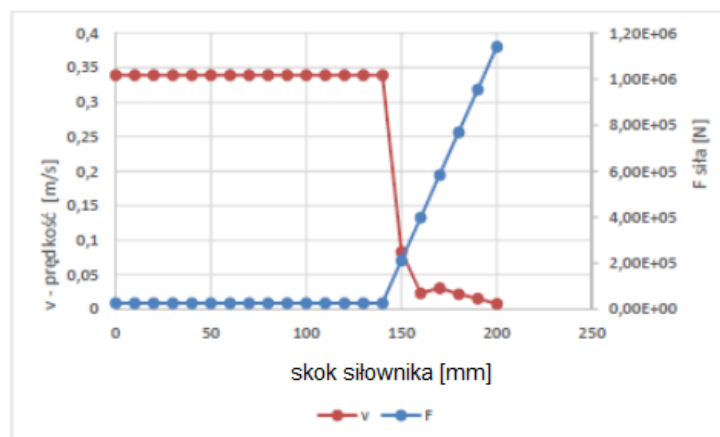
Najistotniejszym elementem tego podukładu jest siłownik główny, który charakteryzuje się dwoma tłokami roboczymi o różnych średnicach. W czasie pracy pierwszy wysuwa się tłok o mniejszej średnicy. Ma on za zadanie zmniejszyć objętość trocin. Po osiągnięciu skoku około 140 mm ciśnienie w układzie osiąga wartość 260 bar i wtedy zaczyna się włączać do pracy tłok o większej średnicy. Prędkość wysuwu tłoka maleje, ale wzrasta siła działająca na brykiet.

Podukład siłownika wstępnego ma za zadanie wyrzucić na trociny wstępny nacisk, by uformować bryłę brykietu. W pierwszej fazie ruchu siłownika głównego bryła ta przesuwana jest w kierunku formy. Opory ruchu w tym przypadku są niewielkie, a więc ciśnienie ma małą wartość, regulator stałej mocy pompy powoduje, że wydajność jest największa. W miarę wysuwu siłownika opór zaczyna wzrastać, ciśnienie w siłowniku rośnie, wydajność pompy maleje. Najlepiej ilustruje to rysunek 3.

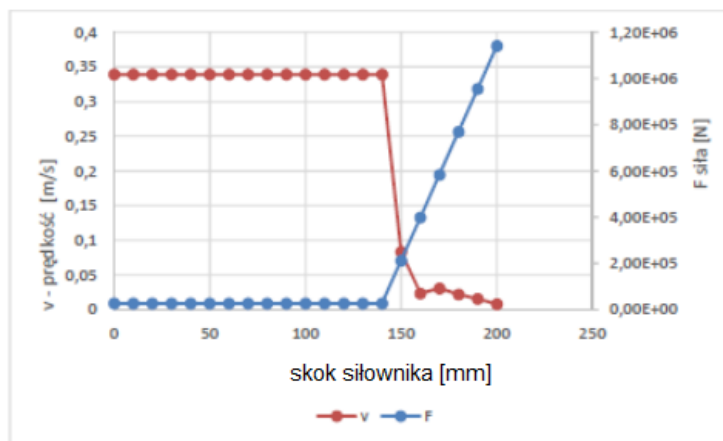


Rys. 3. Wykres siły na tłoku siłownika głównego oraz prędkości tłoka przy założonym skoku 200 mm skok bez obciążenia $h = 170$ mm. Czas wysuwu tłoków siłownika głównego $t = 2,78$ s

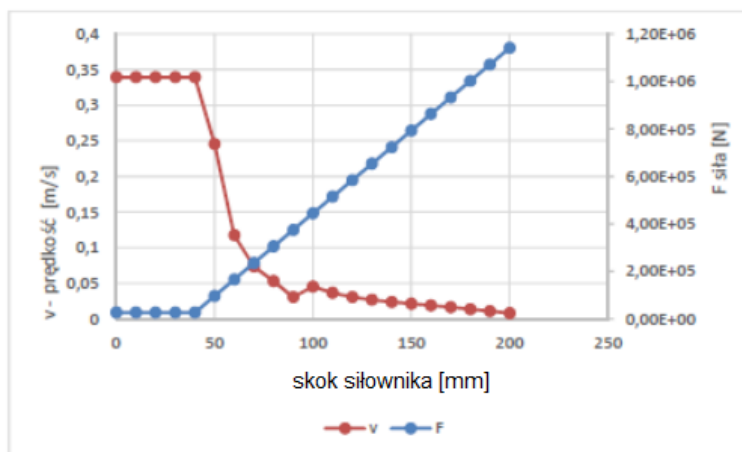
Uwzględniając czas przytrzymania zgniotu przez siłownik wstępny – $t_z = 0,3$ s, czas wysuwu siłownika wstępnego – $t_1 = 1,12$ s, czas wysuwu tłoków siłownika głównego – $t = 2,78$ s oraz czas powrotu siłownika głównego – $t_p = 0,72$ s, uzyskuje się całkowity czas cyklu, wynoszący 4,92 s. Na rysunkach 4-6 przedstawiono zmiany siły na tłoku siłownika głównego oraz prędkości tłoka w funkcji jego skoku dla różnych czasów wysuwów tłoka siłownika głównego.



Rys. 4. Wykres siły na tłoku siłownika głównego oraz prędkości tłoka przy założonym skoku 200 mm skok bez obciążenia $h = 150$ mm. Czas wysuwu tłoków siłownika głównego $t_w = 3,66$ s



Rys. 5. Wykres siły na tłoku siłownika głównego oraz prędkości tłoka przy założonym skoku 200 mm. Czas wysuwu tłoków siłownika głównego $t_w = 5,215$ s, skok bez obciążenia $h = 150$ mm



Rys. 6. Wykres siły na tłoku siłownika głównego oraz prędkości tłoka przy założonym skoku 200 mm. Czas wysuwu tłoków siłownika głównego $t_w = 7,1$ s, skok bez obciążenia $h = 50$ mm

Wyniki tych obliczeń przedstawiono w tabeli 2. Zestawiono w niej czasy cyklu dla różnych wartości skoku siłownika głównego bez obciążenia (tłok o mniejszej średnicy) oraz dwóch wartości skoków siłownika wstępnego 330 mm oraz 270 mm. W tym przypadku wybrano najkrótsze czasy. Z zestawienia wynika, że osiągnięcie czasu cyklu tworzenia brykietu w ciągu 5 s jest bardzo trudne. Tym bardziej, że nie są znane wiarygodne dane dotyczące charakteru obciążenia siłowników w czasie tworzenia brykietu.

Z obliczeń statycznych wynikają następujące wnioski:

Zakładając stałą prędkość tłoka/stałą wydajność pompy, dla założonej średnicy tłoka $d = 230$ mm, którego to powierzchnia wynosi $A = 0,0415$ m² i czasu wysuwu $t = 5$ sek, skok tłoka wynosi 200 mm, to prędkość wysuwu tłoka wynosi 0,04 m/s. Aby zapewnić taką prędkość wydajność pompy powinna wynosić $Q_p = 99,7$ dm³/min, a niezbędna moc silnika napędowego powinna wynosić $P = 53,18$ kW.

Jeżeli natomiast skok siłownika będzie wynosić 300 mm, to prędkość wysuwu tłoka wynosi 0,06 m/s a wydajność pompy powinna wynosić $Q_p = 149,57$ dm³/min. Dane te oczywiście mogą ulec zmianie w przypadku zastosowania innego typu siłownika.

Całkowity czas cyklu roboczego

Tabela 2

czas wysuwu tłoków siłownika głównego t_w [s]	skok siłownika głównego [mm]	skok siłownika głównego bez obciążenia (tłok o mniejszej średnicy) [mm]	czas powrotu siłownika głównego [s]	czas przytrzymania zgniotu przez siłownik wstępny [s]	Czas wysuwu siłownika wstępnego t_1 [s]	całkowity czas cyklu wynosi [s]
2,78	200	170	0,72	0,3	1,12 (0,92)	4,92 (4,72)
3,66	200	150	0,72	0,3	1,12 (0,92)	5,8 (5,6)
5,215	200	100	0,72	0,3	1,12 (0,92)	7,355 (7,155)
7,1	200	50	0,72	0,3	1,12 (0,92)	9,24 (9,04)

W takim przypadku problemem jest jednak ustalenie czasu działania poszczególnych tłoków w procesie technologicznym, jak szybko przyrasta obciążenie w procesie kształtowania brykietu, oraz to jak zmienia się gęstość trocin? Problem ten rozwiązano poprzez badania symulacyjne.

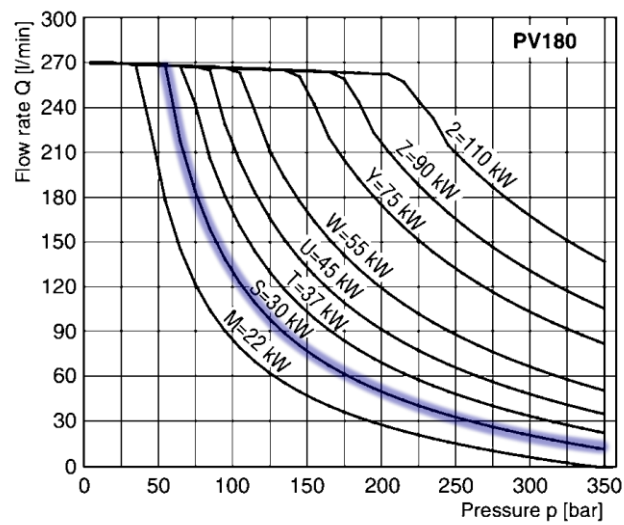
3. Budowa modelu matematycznego

Model matematyczny powstał w oparciu o założenia upraszczające, które reprezentują obiekt rzeczywisty z wymaganą dokładnością. Dla hydraulicznego napędu prasy zostały przyjęte następujące założenia upraszczające [2]:

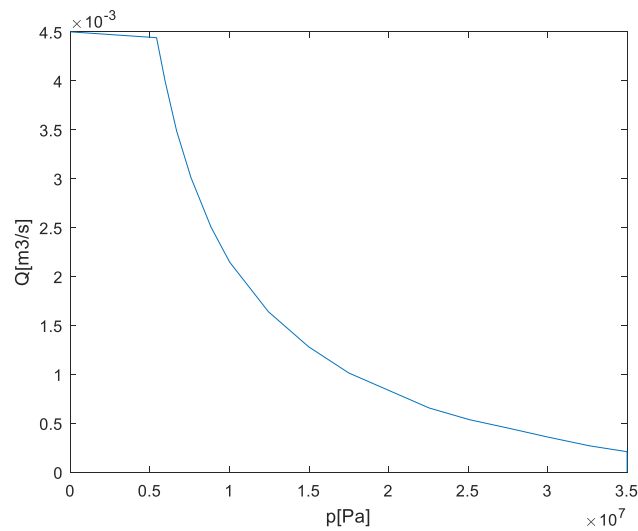
- ciśnienie w układzie jest zawsze wyższe od ciśnienia atmosferycznego,
- przyjęto, że gęstość, lepkość i moduł sprężystości cieczy roboczej nie zmieniają się w czasie pracy układu, ponadto lepkość i gęstość cieczy roboczej nie zmienia się w funkcji ciśnienia,
- założono, że między powierzchniami ruchomymi nie występuje tarcie suche,
- założono, że w układzie nie występuje kawitacja,
- pominięto wpływ skończonej prędkości rozchodzenia się zaburzeń w układzie,
- ciśnienie w linii zlewowej ma wartość stałą $p_3 = \text{const}$.
- ze względu na wstępny – rozpoznawczy charakter badań przyjęto stałe wartości sprawności.

Model pompy wyporowej

Korzystając z możliwości systemu Matlab/SIMULINK równania pompy zostały zastąpione charakterystyką interpolowaną.



Rys. 7. Charakterystyka pompy z katalogu



Rys. 8. Charakterystyka pompy interpolowana

Równanie sił działających na siłownik [6]:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + f \dot{x} + p_{out} A_2 = p_s A_1 + F(t) \tag{1}$$

gdzie:

- A_1 – powierzchnia tłoka,
- A_2 – powierzchnia tłoka strona tłoczyska,
- p_s – ciśnienie zasilające siłownik,
- p_{out} – ciśnienie wyjściowe siłownika,
- f – współczynnik tarcia.

Równanie przepływu w cylindrze siłownika [4]

$$G_d \sqrt{|p_p - p_s|} \text{sign}(p_p - p_s) = A \frac{dx}{dt} + \frac{V_0 + xA}{E_c} \frac{dp_s}{dt} \quad (2)$$

gdzie:

G_d – przewodność zaworu

P_p – ciśnienie pompy

A – powierzchnia tłoka

V_0 – objętość początkowa (w przewodach)

E_c – zastępczy moduł ściśliwości cieczy zawartej pomiędzy zaworem a siłownikiem

Po przekształceniu równanie to przyjmuje postać:

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{E_c}{V_0 + xA} \left(-A \frac{dx}{dt} + G_d \sqrt{|p_p - p_s|} \text{sign}(p_p - p_s) \right) \quad (3)$$

Równanie przepływu pompy [4]

$$Q_p = \frac{V_p}{E_p} \frac{dp_p}{dt} + G_d \sqrt{|p_p - p_s|} \text{sign}(p_p - p_s) + Q_z \quad (4)$$

gdzie:

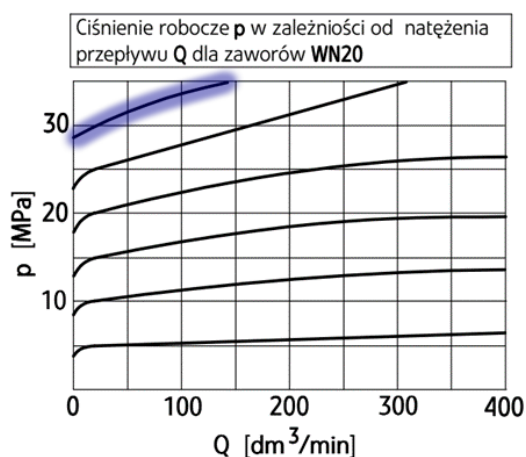
Q_z – natężenie przepływu przez zawór bezpieczeństwa,

E_p – zastępczy moduł ściśliwości cieczy zawartej pomiędzy pompą a zaworem,

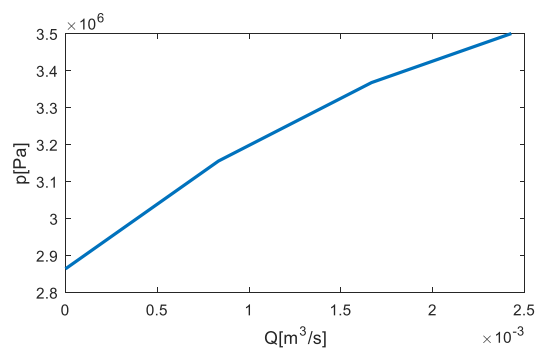
V_p – objętość cieczy od pompy do zaworu.

Zawór przelewowy

Znając charakterystykę zaworu podaną przez producenta (rys. 9a), w modelu symulacyjnym jego pracę zasymulowano w postaci przedstawionej na rysunku 9b).



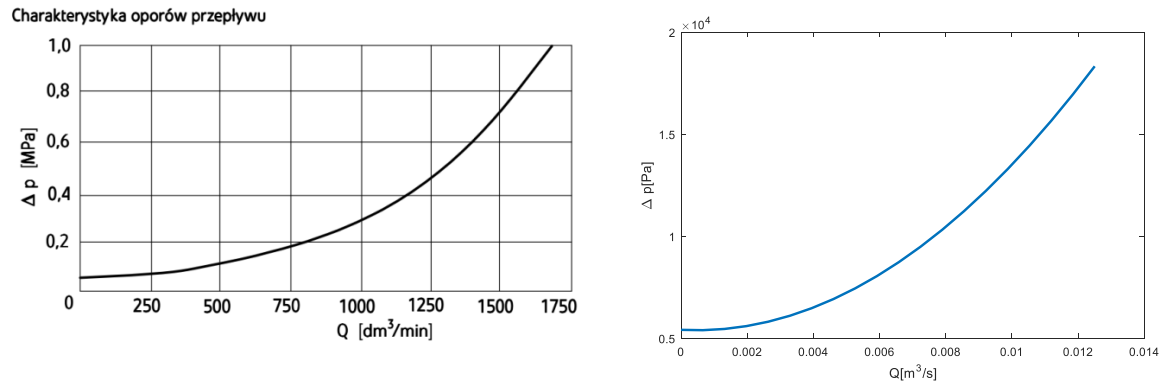
Rys. 9a) Charakterystyka zaworu przelewowego



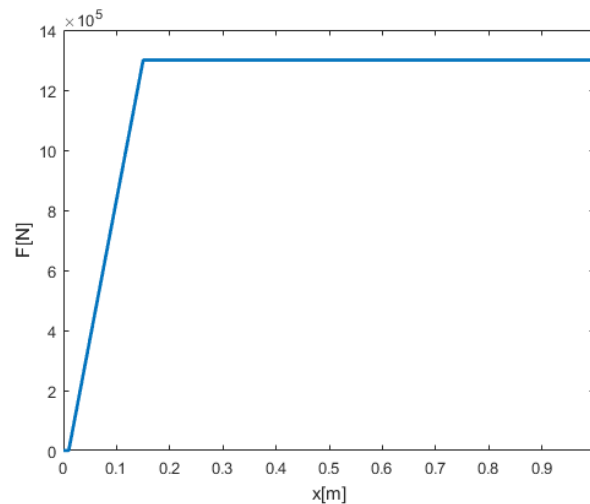
Rys. 9b) Przyjęta charakterystyka zaworu przelewowego

Zawór logiczny URZS 40

Podobnie, jak w zaworze przelewowym skorzystano z charakterystyki $\Delta p = f(Q)$ zaworu logicznego przedstawionego przez producenta rysunku 10.



Rys. 10. Charakterystyka strat ciśnienia w funkcji natężenia przepływu zaworu logicznego URZS 40



Rys. 11. Jeden z wariantów przyjętego obciążenia

4. Model symulacyjny

Do badań symulacyjnych wykorzystano pakiet MATLAB Simulink.

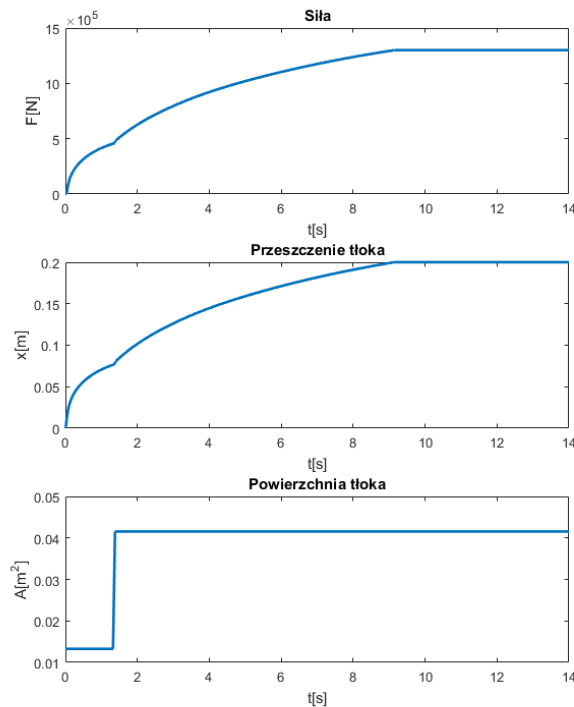
4.1. Program badań

Przyjęto następujący program badań symulacyjnych:

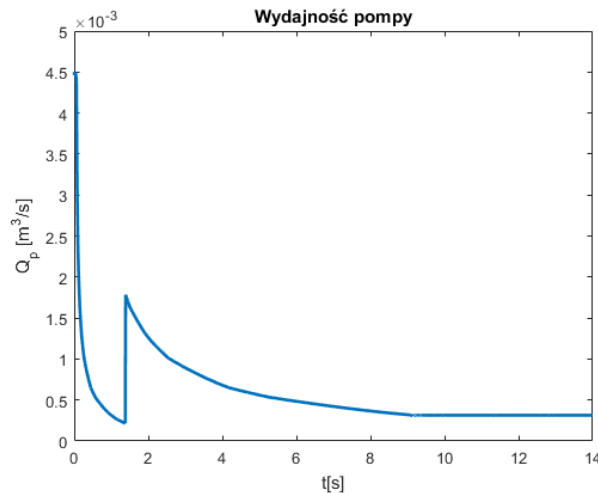
- wpływ mocy silnika elektrycznego na pracę układu,
- wpływ charakterystyki obciążenia na pracę układu,
- wpływ ciśnienia maksymalnego na pracę układu,
- zmiana struktury układu roboczego,
- różne powierzchnie tłoków siłowników.

4.2. Wyniki badań

Na rysunku 12 przedstawiono przebieg siły, przesunięcia tłoków siłownika oraz zmianę powierzchni tłoka w funkcji czasu zgodnie z obciążeniem przedstawionym na rysunku 11, natomiast rysunek 13 ilustruje zmianę wydajności pompy w funkcji czasu.



Rys. 12. Przebiegi siły, przemieszczenia (wysuw) tłoka, zmiana powierzchni tłoka siłownika



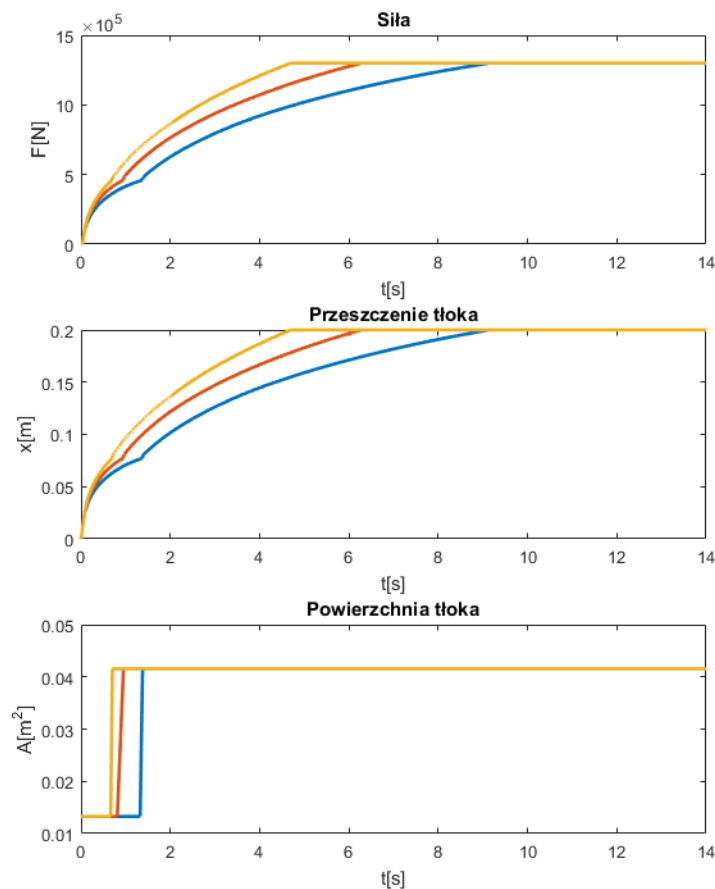
Rys. 13. Zmiana wydajności pompy

Z rysunków wynika, że założoną siłę układ hydrauliczny osiąga jednak dopiero po 9 s. W tym samym czasie siłownik wysuwa się na odległość 200 mm. Przegięcie które widać na przebiegu siły i wysunięcia siłownika, związane jest ze zmianą średnicy tłoka siłownika głównego w czasie cyklu roboczego.

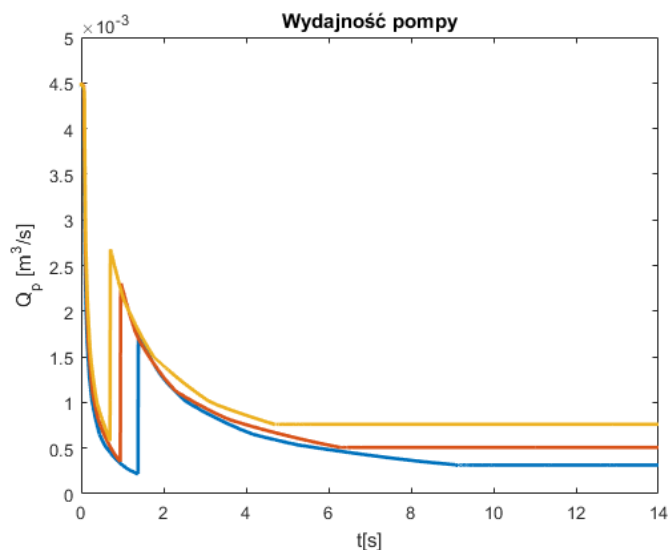
Na rysunku 13 przedstawiono zmianę wydajności pompy w czasie pracy. W miarę wzrostu obciążenia na tłoku siłownika o mniejszej średnicy wydajność pompy maleje (zgodnie z charakterystyką). Po około 1,6 s następuje chwilowy wzrost wydajności pompy. Związany jest on z włączeniem się tłoka siłownika o większej średnicy. Powoduje to chwilową obniżkę wartości ciśnienia. Jednak po chwili obciążenie a tym samym ciśnienie wzrasta, a to powoduje obniżenie wydajności pompy i spadek prędkości ruchu siłownika.

4.3. Wpływ mocy silnika elektrycznego na pracę układu

Na rysunkach 14 i 15 przedstawiono przebiegi analizowanych wielkości dla różnych elektrycznych silników napędowych. I tak kolor żółty oznacza moc silnika wynoszącą $P = 45$ kW, kolor czerwony $P = 37$ kW, a kolor niebieski $P = 30$ kW.



Rys. 14. Przebiegi siły, przemieszczenia (wysuw) tłoka, zmiana powierzchni tłoka siłownika dla różnych mocy silnika napędowego

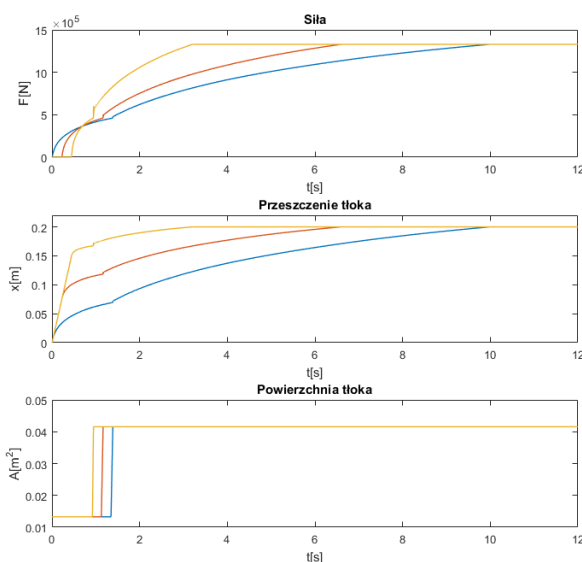


Rys. 15. Zmiana wydajności pompy różnych P silnika napędowego

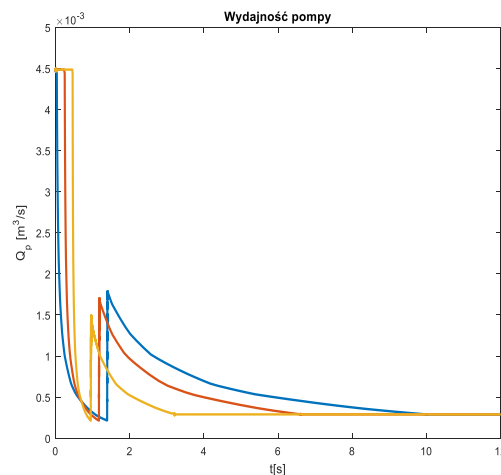
Z wykresów tych wynika, że zastosowanie do pompy hydraulicznej silnika napędowego o mocy 45 kW spełnia założenia projektu jeżeli chodzi o czas cyklu.

4.4. Wpływ charakterystyki obciążenia na pracę układu zasilanego silnikiem 30 kW

Jak już wspomniano szybkość przyrostu obciążenia jest dużą niewiadomą. Wynika ona z rodzaju drewna, z którego powstają trociny, jego wilgotności oraz ziarnistości. Dlatego postanowiono przebadać wpływ charakterystyki obciążenia na pracę układu. Na rysunkach 16 i 17 przedstawiono analizowane przebiegi.



Rys. 16. Przebiegi siły, przemieszczenia (wysuw) tłoka, zmiana powierzchni tłoka siłownika dla różnych charakterystyk obciążenia



Rys. 17. Zmiana wydajności pompy różnych charakterystyk obciążenia

Jak widać materiał, z którego robione są brykiety ma istotny wpływ na czasy cykli roboczych. Czasy cyklu roboczego zmieniają się od 3 do 10 s.

5. Wnioski i spostrzeżenia

Na podstawie przeprowadzonych badań można wysnuć następujące wnioski:

- Projektowany układ działa poprawnie i jego struktura nie budzi zastrzeżeń.
- Osiągnięcie założonego czasu cyklu roboczego możliwe jest do zrealizowania m.in. poprzez zwiększenie mocy zainstalowanego silnika elektrycznego. W takim przypadku pojawić może się ograniczenie związane z dostępną mocą dyspozycyjną gwarantowaną przez dostawcę energii elektrycznej.
- Istotnym parametrem jest skład, struktura i wilgotność trocin, które determinują czas cyklu roboczego.
- Wnioski i spostrzeżenia należy poprzeć badaniami eksperymentalnymi, w którym mierzono by szybkość przyrostu obciążenia. Otrzymana charakterystyka zweryfikowałaby model symulacyjny.

Literatura

1. Borowski G.: Wykorzystanie brykietowania do zagospodarowania odpadów, Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 2011.
2. Domagała Z.: Modelowanie i symulacja zjawisk zachodzących w zmechanizowanej obudowie ścianowej, *Maszyny Górnicze* 4/2009.
3. Hejft R.: Ciśnieniowa aglomeracja materiałów roślinnych, Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Białystok 2002.
4. Kollek W.: Podstawy projektowania napędów i sterowań hydraulicznych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2004.
5. Mroziński A.: Wykorzystanie brykietarek hydraulicznych do aglomerowania Biomasy i odpadów na cele energetyczne, Białystok.
6. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny, Tom I Elementy, Tom II Układy. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2005.



Koncepcja urządzenia do wykonania kanału ściekowego w chodnikowym wyrobisku górnym

Krzysztof Nieśpiałowski – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Tomasz Sinka – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie: W procesie technologicznym drążenia wyrobisk korytarzowych wykorzystywana jest woda. Woda ta może pojawić się również w sposób naturalny. W związku z tym występuje konieczność, równoległego z postępem drążenia, wykonania kanału przeznaczonego do jej odprowadzenia. Mimo postępu mechanizacji w procesie podziemnego urabiania skał, kanały ściekowe często wykonywane są ręcznie, za pomocą np. młotów pneumatycznych. W rozdziale przedstawiono koncepcję urządzenia do wykonania kanału ściekowego, zabudowanego na podwoziu gąsienicowym małogabarytowego wozu wierzącego MWW-1 konstrukcji ITG KOMAG. Przedstawiono założenia techniczne, model 3D organu roboczego oraz kompletnego urządzenia koncepcyjnego.

Słowa kluczowe: frezarka, hydraulika siłowa, podwozie gąsienicowe

Concept of a device for the construction of a sewer in a roadway

Abstract: Water is used in the technological process of drilling the roadway face. This water can also appear naturally. Therefore, it is necessary to construct a channel for its discharge in parallel to the work progress. Despite the progress of mechanization of underground mining process, sewers are often made by hand, using, for example, pneumatic hammers. The chapter presents the concept of a device for the construction of a sewer, built on a caterpillar chassis of MWW-1 small-size drilling jumbo, designed by KOMAG. Technical assumptions, a 3D model of the working drum and a complete conceptual device are presented.

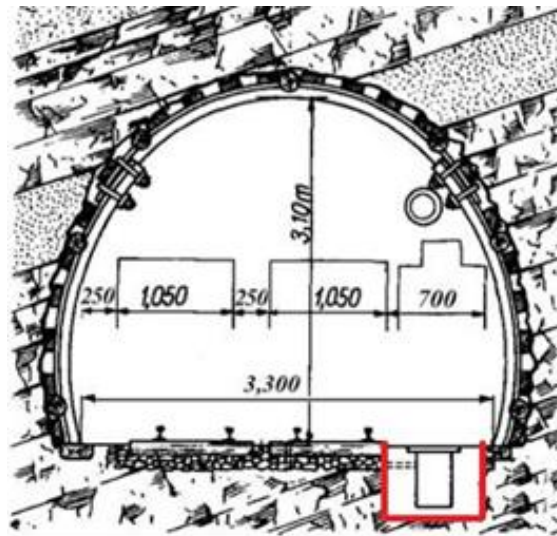
Keywords: milling machine, power hydraulics, caterpillar chassis

1. Wprowadzenie

Rosnące koszty pracy, a także perspektywa kurczenia się przemysłu węgla kamiennego, zmuszają krajowe zakłady wydobywcze do ciągłego zwiększania stopnia mechanizacji procesów wydobywczych oraz czynności pomocniczych im towarzyszących. Nie bez znaczenia są również rosnące zagrożenia naturalne, nasilające się wraz ze wzrostem głębokości wydobywania (zagrożenia metanowe i tąpnięciami) oraz idące za tym regulacje mające na celu zwiększanie bezpieczeństwa pracy, między innymi w postaci maksymalnie możliwej redukcji załogi. Przy ekonomicznym założeniu podnoszenia poziomu bezpieczeństwa i obniżania kosztów pracy oraz przy jednoczesnym zachowaniu wskaźnika wydobywania, niezbędny jest ciągły postęp technologiczny procesów wydobywczych poprzez mechanizację i implementację założeń koncepcji Przemysłu 3.0 i 4.0.

O ile sam proces urabiania skał w przodkach, z biegiem ostatnich lat, uległ niemal całkowitej mechanizacji i obecnie wdrażane są układy automatyzujące, to zadania przygotowawcze i pomocnicze w dużej mierze opierają się o prace wykonywane ręcznie. Przykładem takiej pracy jest proces wykonywania kanałów ściekowych w drążonych chodnikach kopalnianych (na rys. 1 zaznaczono kolorem czerwonym), mających na celu odwadnianie przodka i transport wody do rząpia. Dotychczas, często proces wykonywania przedmiotowego kanału prowadzony jest ręcznie, za pomocą młotów pneumatycznych. Jest on długotrwały i obciążający fizycznie i czasowo pracowników. Założono jednak, że proces ten może być prowadzony z użyciem maszyny, podobnej do wykorzystywanych w powierzchniowych pracach ziemnych (rys. 2 i 3) lub do wykorzystywanej dawniej wrębiarki górniczej (rys. 4). Maszyna ta powinna być wyposażona w organ skrawający (np. łańcuchowy, podobny

do stosowanego dawniej we wrębiarkach ścianowych). Oczywiście, nieodzownym będzie wyposażenie układu urabiającego w system wygarniający skrawany materiał z dna kanału. Ze względu na konieczność urabiania w caliznie skalnej, przeanalizowano możliwość zastosowania istniejących narzędzi urabiających, co pozwoliło na opracowanie postaci konstrukcyjnej organu urabiającego. Konstrukcja organu umożliwia jego zabudowę na podwoziu gąsienicowym, relatywnie niewielkich rozmiarów (np. zaadaptowanym z wozu wiertniczego MWW-1 konstrukcji ITG KOMAG). Z racji tego, że napęd podwozia realizowany jest hydraulicznie, organ urabiający również może być zasilany tym samym medium. Przewiduje się, że obsługa maszyny będzie jednoosobowa.



Rys. 5. Przekrój przykładowego przodka z zaznaczonym rowem ściekowym 1



Rys. 6. Koparka łańcuchowa Laski TR 120 H 2



Rys. 7. Frezarka Wirtgen W100 3



Rys. 8. Wrębiarka chodnikowa firmy AB 4 5

2. Założenia techniczne

Urządzenie koncepcyjne (zwane dalej frezarką kanałów ściekowych/odwadniającego) przeznaczone będzie do wykonywania kanału w spągowej strefie przyociosowej wyrobiska chodnikowego (rys. 1) zakładu górniczego. Wyposażone zostanie w organ urabiający w postaci wysięgnika łańcuchowego, zamontowanego na podwoziu gąsienicowym. Manipulacja organem urabiającym będzie odbywać się za pomocą siłowników hydraulicznych, a napęd łańcucha zrealizowany zostanie za pomocą silnika hydraulicznego. Również napęd i manipulacja podzespołami pomocniczymi realizowane będą na drodze hydraulicznej. W związku z hydraulicznym charakterem napędu, frezarka zostanie wyposażona w agregat wraz ze zbiornikiem oleju, którego celem będzie zasilanie wszystkich podzespołów roboczych, manipulacyjnych i dodatkowych. Napęd agregatu stanowić będzie silnik elektryczny, dopuszczony do użytkowania w strefach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego. Zakładane parametry techniczne maszyny koncepcyjnej zaprezentowano w tabeli 1.

Zakładane parametry techniczne maszyny koncepcyjnej 6

Tabela 1

Parametr	Wartość	Jednostka
Szerokość organu	310	mm
Głębokość opuszczeni organu	500	mm
Maksymalne ciśnienie pracy układu hydraulicznego	20	MPa
Wydajność układu hydraulicznego	135	dm ³ /min
Objętość zbiornika hydraulicznego	100	dm ³
Moc silnika elektrycznego	55	kW
Układ jazdy	podwozie gąsienicowe adaptowane z MWW-1	---
Zasilanie zespołów roboczych, manipulacyjnych i pomocniczych	hydrauliczne	---
Maksymalna prędkość transportowa	~1,9	m/s
Maksymalna prędkość robocza	~0,14	m/s
Sterowanie	hydrauliczne manipulatory ręczne	---
Maszyna powinna spełniać wszelkie wymagania dopuszczające ją do stosowania w podziemnych zakładach wydobywczych węgla kamiennego z występującym zagrożeniem wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego.		

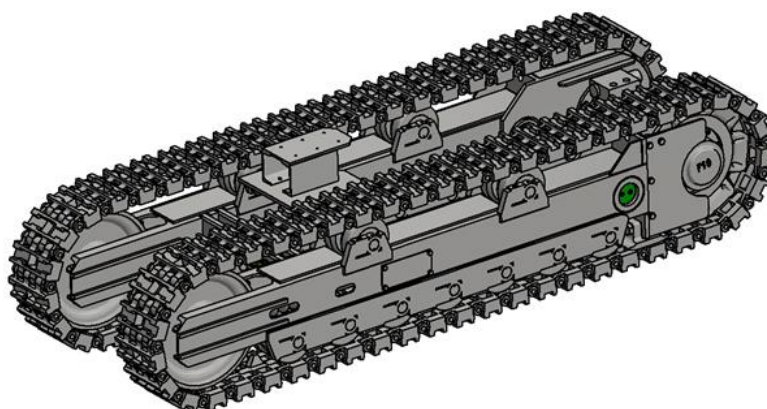
3. Rozwiązanie koncepcyjne

3.1. Zespół jazdy

Zespół jazdy stanowić będzie podwozie gąsienicowe zaadaptowane z wiertnicy MWW-1 konstrukcji ITG KOMAG. Hydrauliczny napęd podwozia zapewni poruszanie się urządzenia z zakładaną prędkością 78 9. Wiertnicę oraz podwozie pokazano odpowiednio na rysunkach 5 i 6.



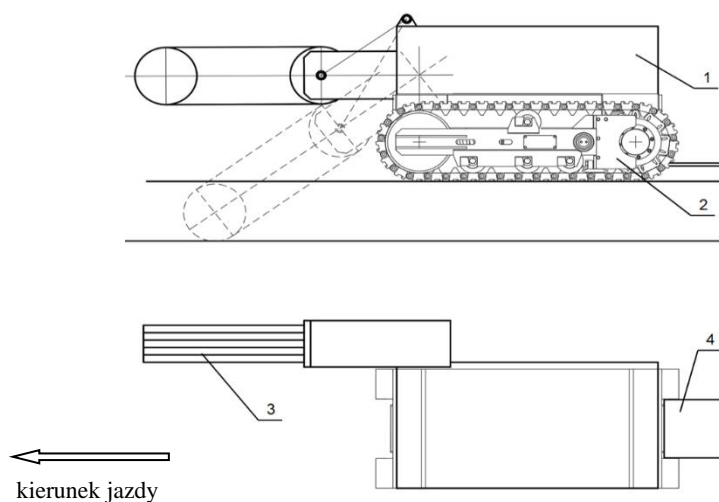
Rys. 9. Wiertnica MWW-1z 10



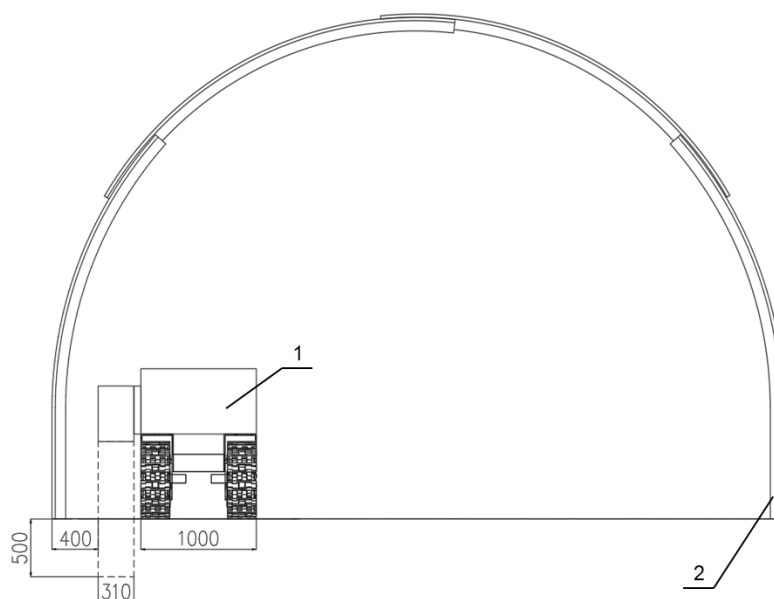
Rys. 10. Model 3D podwozia gąsienicowego wiertnicy MWW-1z 11

Na podwoziu zainstalowana zostanie platforma, na której umieszczone będą: silnik elektryczny z agregatem pompowym, skrzynią elektryczną, zbiornikiem oleju hydraulicznego, zbiornikiem wody i blokiem hydraulicznym. Miejsce operatora, pracującego w pozycji stojącej, przewidziano z tyłu platformy. Usytuowanie to jest propozycją wstępną, do rozważenia i późniejszego dopracowania. Organ roboczy montowany jest z boku maszyny. Takie usytuowanie będzie umożliwiać frezowanie kanału odwadniającego w niewielkiej odległości od ociosu chodnika.

Szkic koncepcyjny frezarki przedstawiono na rysunku 7, natomiast na rysunku 8 pokazano umiejscowienie frezarki w przykładowym wyrobisku chodnikowym, wykonanym w obudowie ŁP12/V25/4/A.



Rys. 11. Szkic koncepcyjny frezarki do kanałów ściekowych:
1 - agregat hydrauliczny, 2 - podwozie gąsienicowe, 3 - organ łańcuchowy, 4 - podest operatora



Rys. 12. Umieszczenie frezarki w wyrobisku chodnikowym:
1 - frezarka, 2 - obudowa podatna typu ŁP12/V25/4/A 6

3.2. Zespół zasilania

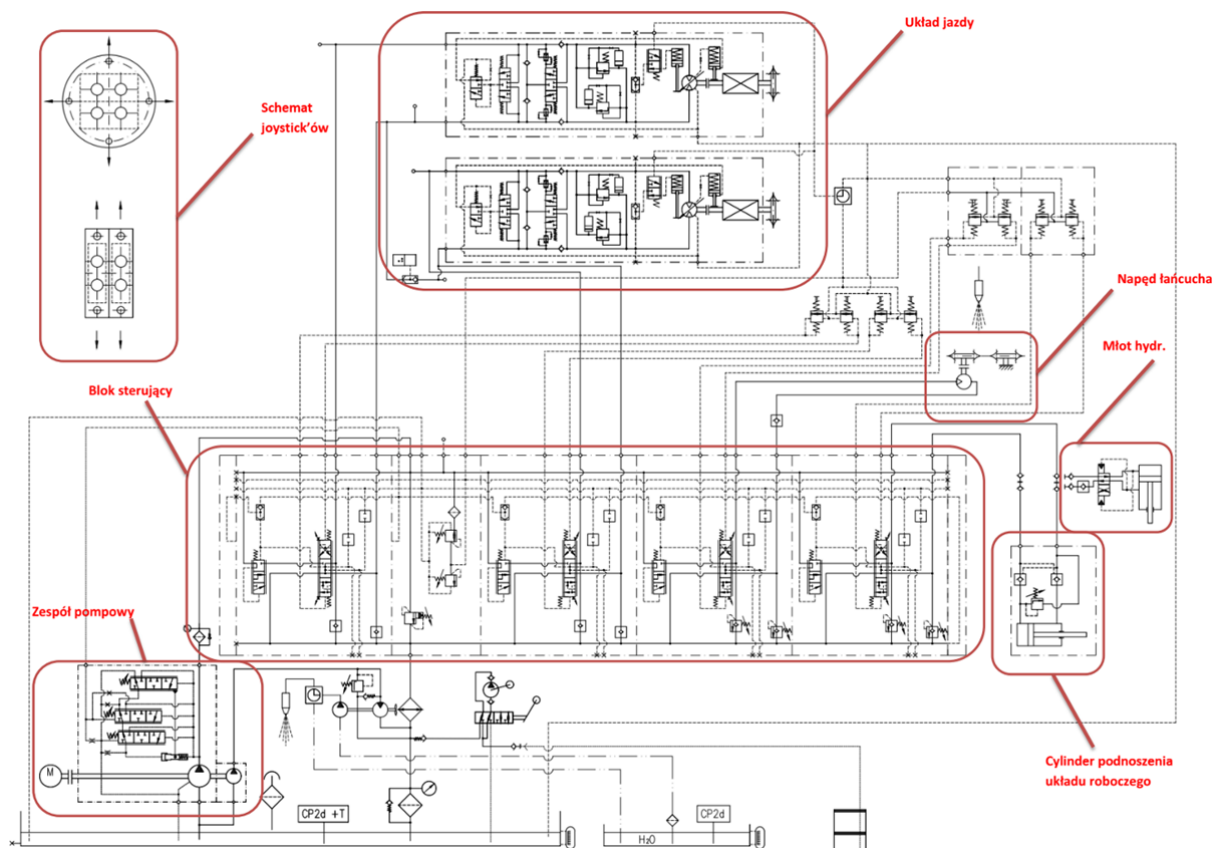
Jednym z zagadnień rozwiązania koncepcyjnego było opracowanie układu hydraulicznego, przeznaczonego do zasilania organu urabiającego frezarki, gąsienicowego układu jazdy oraz innych podzespołów roboczych, manipulacyjnych i pomocniczych. Układ hydrostatyczny wozu wiertniczego MWW-1 [12, 13, 14] został zaadaptowany i poddany zmianom, pozwalającym na obsługę zespołów wykonawczych urządzenia. Opracowany schemat hydrauliczny zaprezentowano na rysunku 9.

Opierając się na doświadczeniu autorytetów z dziedziny hydrauliki [15, 16, 17, 18] oraz w oparciu o poradniki dotyczące projektowania i konstruowania układów hydraulicznych [19, 20], jako podstawową pompę hydrauliczną przyjęto pompę dwustrumieniową wielotłoczkową zmiennego wydatku z regulatorem maksymalnego ciśnienia. Druga pompa, pomocnicza, to standardowa pompa zębata do zasilania napędu wentylatora chłodnicy i napędu pompy wodnej układu zraszania. Pompa główna napędza dwie przekładnie jazdy z silnikami hydraulicznymi. Jako element sterujący przekładniami jazdy, jak i pozostałymi podzespołami wykonawczymi, został wykorzystany mobilny blok hydrauliczny ze sterowaniem proporcjonalnym, wyposażony w cztery hydrauliczne osie robocze, blok wytworzenia ciśnienia sterowania oraz zawory maksymalnego ciśnienia, zabezpieczające odbiorniki przed przeciążeniem. Sterowanie poszczególnymi gałęziami roboczymi realizowane jest poprzez hydrauliczne manipulatory ręczne.

Dodatkowym wyposażeniem układu jest odczep hydrauliczny w linii zasilania cylindra podnoszenia organu roboczego. Odczep ten, zaopatrzony w dwa szybkozłącza suchoodcinające, umożliwia podłączenie narzędzi dodatkowych, wykorzystywanych do prowadzenia robót pomocniczych, niekoniecznie związanych z wykonywaniem kanałów odwadniających. Tymi narzędziami mogą być: młot hydrauliczny, piła hydrauliczna, rozpory hydrauliczne czy wciągniki hydrauliczne. Na schemacie hydraulicznym (rys. 9) pokazano przykładowe podłączenie młota hydraulicznego.

Przewidziano, że układ hydrauliczny będzie posiadał dwa zbiorniki. Pierwszy z nich, olejowy, wyposażony w elektroniczny przetwornik poziomu i temperatury (z dopuszczeniem ATEX), optyczny wskaźnik poziomu oleju i temperatury, filtr odpowietrzający, filtr zlewowy z zaworem obejściowym i wskaźnikiem zanieczyszczenia wkładu filtracyjnego oraz króciec spustowy oleju. Zastosowany system napełniania zbiornika olejem hydraulicznym będzie pozwalał na realizację tej czynności jedynie przez filtr zlewowy. Takie podejście wymusi utrzymanie właściwej czystości oleju już podczas uzupełniania zbiornika. Konfiguracja systemu umożliwi również przeprowadzenie opróżnienia zbiornika.

Drugi zbiornik stanowi rezerwuuar wody jako medium zraszającego łańcuch urabiający. Woda ta, uzupełniana z magistrali ppoż., podawana jest pompą napędzaną z olejowego układu hydraulicznego.

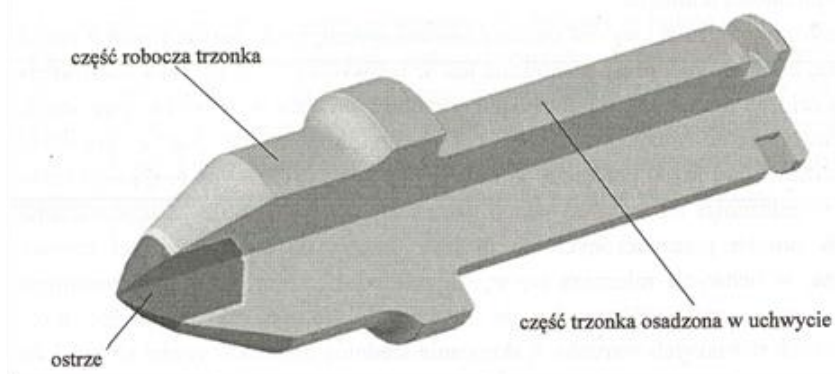


Rys. 13. Schemat hydrauliczny frezarki do kanałów odwadniających 6

3.3. Organ roboczy

Podstawowym problemem w takim urządzeniu jak frezarka do urabiania twardych materiałów jest dobranie odpowiednich noży urabiających oraz kształtu samego organu frezującego. W ciągu ostatnich dziesięcioleci proces urabiania skał i materiałów trudnourabialnych metodą frezowania praktycznie „zmonopolizowały” noże stożkowe. Wykorzystywane są one w wielu gałęziach przemysłu. W górnictwie początkowo stosowano je niemal wyłącznie na głowicach kombajnów chodnikowych. Z czasem noże stożkowe zaczęto stosować również na głowicach kombajnów ścianowych, gdzie zaczęły wypierać noże promieniowe. W technice powierzchniowej noże stożkowe najpowszechniej stosowane są na głowicach frezarek asfaltu, wykorzystywanych w procesach remontów nawierzchni drogowych, gdzie stanowią główny element urabiający ścieralną warstwę jezdni. Wysokie rozpowszechnienie noży stożkowych w przemyśle w głównej mierze wynika z ich wysokiej trwałości przy akceptowalnie niewielkiej wartości energochłonności urabiania [22].

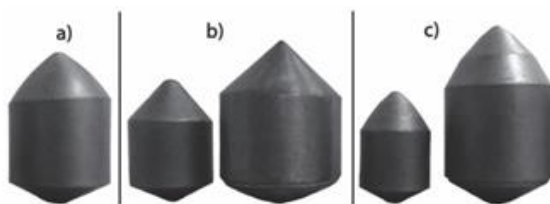
Standardowy nóż stożkowy cechuje się budową osiowo-symetryczną. Składa się z dwóch zasadniczych elementów – trzonka montowanego w uchwycie nożowym oraz ostrza zabudowanego w trzonku. Budowę noża stożkowego przedstawiono na rysunku 10.



Rys. 14. Budowa noża stożkowego 23

Nóż stożkowy umieszczony jest w cylindrycznym otworze w uchwycie z niewielkim luzem i zabezpieczony zawleczką. Taka budowa i sposób montażu noża w uchwycie zapewniają jego swobodny obrót, a co za tym idzie równomierne zużywanie. Proces ten często w literaturze nazywany jest „samoostrzeniem noża”. W zależności od przeznaczenia, parametry geometryczne noży stożkowych mogą znacznie się od siebie różnić. Przykładowo, w maszynach stosowanych w drogownictwie (frezarki) średnice części trzonka osadzanego w uchwycie wahają się w zakresie od 12,5 do 25 mm, natomiast części roboczej od 27 do 38 mm 21.

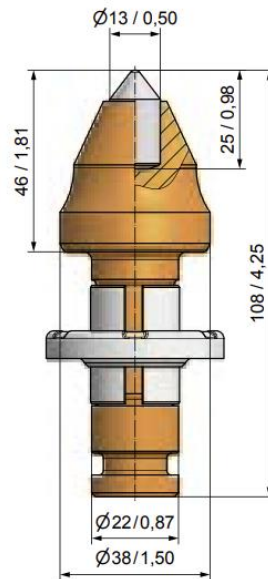
Elementem najbardziej podatnym na zużycie noża, a zarazem jego elementem roboczym jest ostrze (rys. 11). W technice noży stożkowych, materiałami stosowanymi na wkładki ostrzy są różnego typu spieki węglowe. W krajowej nomenklaturze węgliki spiekane dzieli się na kilka kategorii. Różnią się one wielkością ziaren, parametrami wytrzymałościowymi oraz składem chemicznym. Węgliki spiekane charakteryzują się dużą wytrzymałością na ściskanie, wysokim współczynnikiem twardości oraz relatywnie wysoką odpornością na ścieranie 23.

Rys. 15. Przykładowe węgliki spiekane stosowane na ostrza noży stożkowych
a) ostrze stożkowe, b) ostrze wielostożkowe, c) balistyczne 24

Z szeregu firm oferujących noże stożkowe (między innymi Gonar czy Wirtgen), zdecydowano się na zastosowanie w rozwiązaniu koncepcyjnym produktu oferowanego przez firmę Betek, której przedstawiciele wykazali duże zainteresowanie współpracą i pomogli w doborze odpowiedniego układu noży. Współpraca skutkowała doбором narzędzia o średniej wielkości. Wybrano nóż $\varnothing 22$, który zaprezentowano na rysunku 12.

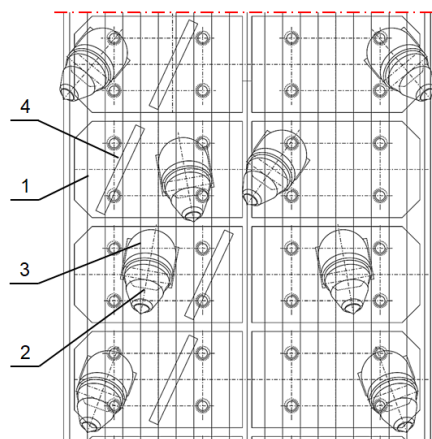
Dobry nóż charakteryzuje się relatywnie niewielką wysokością przy długim grocie wykonanym z węglików spiekanych. Posiada tulejkę dla zapewnienia obrotu noża oraz pierścienia zabezpieczający przed wypadnięciem. Miękki kołnierz podporowy, poprzez swoje odkształcenie plastyczne,

odpowiednio pozycjonuje nóż w uchwycie i tym samym zmniejsza zużycie korpusu narzędzia. Dla takiego noża dobrano odpowiednio niski uchwyt roboczy, pozwalający na łatwe ustawienie na płycie nośnej.



Rys. 16. Nóż urabiający $\varnothing 22$ typu BC79 25

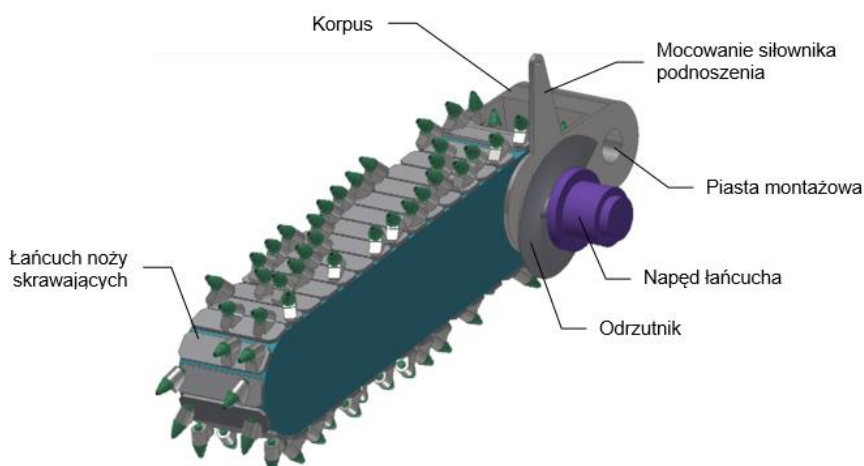
Montaż noży frezujących w uchwytach przewidziano na specjalnej płycie montażowej, przykręcanej do dwurzędowego łańcucha rolkowego, zapewniającego pewną i stabilną pracę. Rozmieszczenie narzędzi na płycie montażowej przeprowadzono tak, by nawet po pewnym zużyciu ściernym narzędzi pozostał wymiar kanału o założonej szerokości. W celu uzyskania właściwej krawędzi kanału, dwa skrajne noże zostały zdublowane. Ruch narzędzi w kierunku urabiania wymusza przesuw materiału urobionego w kierunku odrzutnika ślimakowego, osadzonego na wale napędowym łańcucha. Takie rozwiązanie zapewni odkładanie urobionego materiału między wykonywanym kanałem, a osią wyrobiska korytarzowego (w śladzie poruszającej się frezarki). Pozwoli to, w sposób dogodny dla wykonawcy, na usunięcie ze spągu chodnika materiału urobionego. Na rysunku 13 pokazano usytuowanie noży frezujących dla równomiernego pokrycia wszystkich linii urabiania.



Rys. 17. Rozmieszczenie noży na łańcuchu rolkowym:

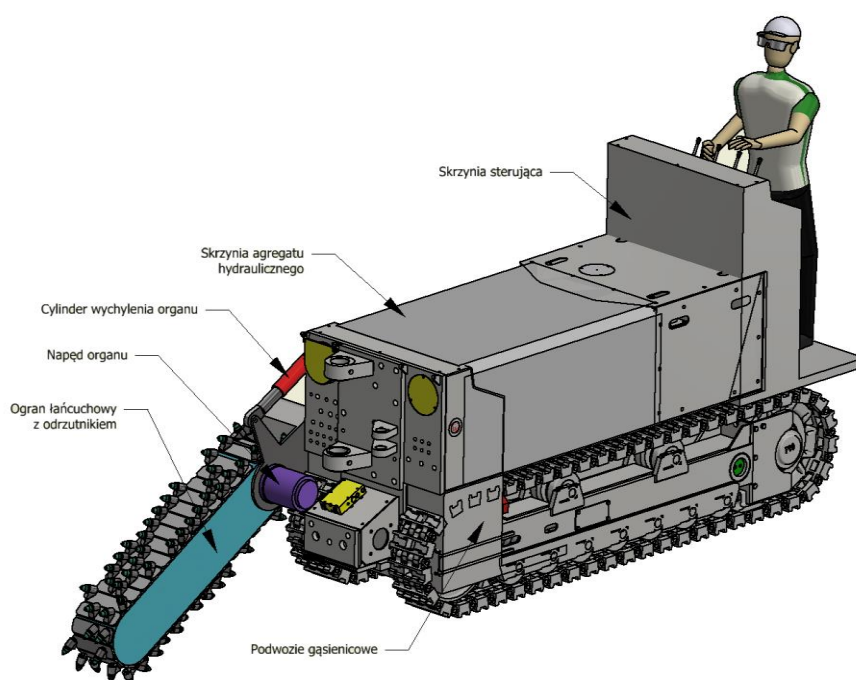
1 - płyta montażowa, 2 - nóż frezujący, 3 - uchwyt noża, 4 - pomocnicza płyta zgarniająca 6

Noże na łańcuchu zostały umieszczone równomiernie tak, by zachować w nim możliwie równomierne naprężenia, a zgarnianie urobionego materiału skalnego przy przesuwie w kierunku odrzutu wspomagane jest przez płyty (poz. 4), napawane od czoła odporną na ścieranie napoiną. Model 3D organu łańcuchowego przedstawiono na rysunku 14.



Rys. 18. Model 3D organu łańcuchowego 6

Model 3D kompletnej maszyny w wersji koncepcyjnej zaprezentowano na rysunku 15.



Rys. 19. Frezarka rowów ściekowych w wersji koncepcyjnej - model 3D 6

4. Podsumowanie

Rosnąca konkurencyjność ze strony zagranicznych producentów węgla kamiennego, a także wzrost kosztów krajowego wydobycia związany ze wzrostem głębokości i stale zwiększającymi się kosztami pracy, wymusza na polskim przemyśle wydobywczym ciągłą redukcję kosztów poprzez stopniową mechanizację i automatyzację produkcji. Przykładem takiego działania jest opracowanie koncepcji rozwiązania konstrukcyjnego frezarki przeznaczonej do wykonywania kanałów ściekowych w chodnikowych wyrobiskach górniczych. Koncepcyjna maszyna wyposażona jest w łańcuchowy organ urabiający wraz z odrzutnikiem, ułatwiającym odkładanie urobionego materiału na skraju wykonywanego kanału. Budowa maszyny umożliwi instalację organu z lewej, bądź prawej jej strony. Organ łańcuchowy jest jedną z możliwości, tak więc kierunkiem dalszych prac koncepcyjnych powinno być opracowanie modelu głowicy urabiającej na wzór stosowanych w kombajnach górniczych.

Zainteresowane efektami pracy powinny być firmy, które w ramach wykonywania chodników udostępniających i kapitalnych, wykonują również kanały ściekowe. Stosowanie frezarki w przyszłości mogłoby w dużym stopniu zmechanizować proces wykonywania kanałów, który obecnie przeprowadzany jest ręcznie, za pomocą młotów udarowych. Szacuje się, że w dużej mierze wpłynęłoby to korzystnie na ekonomiczny bilans prac (oszczędność czasu i ograniczenie liczby zaangażowanych w budowę kanałów ściekowych pracowników) oraz poprawiłoby ogólne warunki bezpieczeństwa wykonywanych prac.

Literatura

1. Zajac C.: Drażenie wyrobisk udostępniających. Wyrobiska udostępniające, przekop, przecznica, podszybie.
www.czek.eu/strona%20eksploatacji/strona%20zaszyfrowana/10%20wyrobiska%20udostepniajace.htm [dostęp 29 października 2019].
2. WIMET. Profesjonalne urządzenia leśno-ogrodnicze; LASKI TR120 H koparka łańcuchowa.
wimet.poznan.pl/laski-tr120-h-koparka-lancuchowa.html [dostęp 31 października 2019].
3. Broszura W100CF-W130CFi.
media.wirtgen-group.com/media/02_wirtgen/media_1/media_1_kategorie_wgs/media_1_kategorie_wgs_brochures/W_brochure_W100CF-W130CFi_1217_EN~1.pdf#langnotavail_pl [dostęp 25 października 2019].
4. Gierlotka S.: Rozwój techniki urabiania w górnictwie węglowym – urabianie techniką strzelania i wrębienia - http://history-of-mining.pwr.wroc.pl/old/attachments/article/21/10Gierlotka-Techniki_urabiania.pdf [dostęp 2 września 2020].
5. Budryk W., Lesicki W. : Górnictwo Tom 1 – Zarys Górnictwa, Wydawnictwo Górniczo Hutnicze; Katowice 1959.
6. Nieśpiałowski K, Rawicki N., Wójcicki M.: Opracowanie koncepcji urządzenia do wykonania rowu ściekowego. [Materiały niepublikowane], ITG KOMAG Gliwice 2019.
7. Kozieł A., Pieczora E., Prostański D.: Nowe rozwiązania mechaniczne dla technologii drażenia wyrobisk przygotowawczych z użyciem materiałów wybuchowych. Materiały na konferencję: XVIII Szkoła Eksploatacji Podziemnej 2009, Kraków, 16-20 lutego 2009 s. 279-291.
8. Prostański D., Kalita M.: Małogabarytowy wóz wiertniczy MWW-1. Masz. Gór. 2008 nr 3 s. 44-51.



9. Prostański D., Kalita M.: Wóz wiertniczy MWW-1z przeznaczony do mechanizacji procesu wiercenia otworów strzałowych w wyrobiskach korytarzowych. *Masz. Gór.* 2011 nr 3 s. 61-66.
10. Kalita M., Rawicki N., Kulawik L., Mainka B.: Próby ruchowe małogabarytowego wozu wiertniczego MWW-1z. *KOMTECH 2013, Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność - Niezawodność*, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2013 s. 127-139.
11. Dokumentacja techniczna nr: W13.055 Małogabarytowy wóz wiertniczy MWW-1. ITG KOMAG, Gliwice 2009. [Materiały niepublikowane].
12. Nieśpiałowski K., Kalita M., Rojek P., Rawicki N.: Układ hydrauliczny małogabarytowego wozu wiertniczego MWW-1. *Napędy Sterow.* 2008 nr 7/8 s. 76-80.
13. Nieśpiałowski K., Rojek P., Rawicki N., Kalita M.: Układ hydrauliczny wozu wiertniczego konstrukcji CMG KOMAG. *CYLINDER 2008, Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych*, Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2008 s. 329-341.
14. Rojek P.: Hydraulic systems of drilling machines and equipment designed in KOMAG. Układy hydrauliczne maszyn i urządzeń wiertniczych zaprojektowanych w ITG KOMAG. Materiały na konferencję: *HERVEX 2014, 21-st International Conference of Hydraulics, Pneumatics, Sealing Elements, Fine Mechanics, Tools, Specific Electronic Equipment & Mechatronics*, Calimanesti - Caciulata, Romania, 5-7 November 2014 s. 156-170.
15. Stryczek S.: *Napęd hydrostatyczny. T. 1, Elementy.* Wyd. 4 dodr., WNT, Warszawa 2005.
16. Stryczek S.: *Napęd hydrostatyczny. T. 2, Układy.* Wyd. 4 dodr. WNT, Warszawa 2005.
17. Osiecki A.: *Hydrostatyczny napęd maszyn.* WNT, Warszawa 1998.
18. Korecki Z.: *Napędy i sterowanie hydrauliczne maszyn górniczych.* Śląskie Wydawnictwo Techniczne, Katowice 1993.
19. Exner H. i inni: *Hydraulika. Podstawy, elementy konstrukcyjne i podzespoły.* Vademecum hydrauliki, Tom 1, wyd. 3, Bosch Rexroth sp.z o.o 2004.
20. Drexler P. i inni: *Projektowanie i konstruowanie układów hydraulicznych.* Vademecum hydrauliki, Tom 3, wyd. 3, Bosch Rexroth sp.z o.o 2014.
21. Dolipski M., Mann R.: Metoda określania cech geometrycznych noży stożkowych. *Przegląd Górniczy* 2004 nr 10.
22. Sikora W., Giza T., Mann R.: Wpływ geometrii ostrza noża stożkowego oraz stopnia jego zużycia na siły i energochłonność skrawania. Materiały na konferencję: *I Międzynarodowa Konferencja Techniki Urabiania 2001*, Kraków - Krynica, wrzesień 2001 s. 101-109.
23. Mann R.: Wpływ cech geometrycznych noży stożkowych na energochłonność urabiania kombajnami chodnikowymi. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Gliwice 2014; ISBN 978-83-7880-225-9.
24. Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T.: Opis jakości noży styczno-obrotowych wskaźnikami parametrycznymi. *Przegląd Górniczy* 6/2017; ISSN 0033-216X.
25. BETEK. Kompetenz in Hartmetall. www.betek.de/ [dostęp 25 października 2019].



Indeks autorów

[Adamecki Daniel](#)

[Biernacki Krzysztof](#)

[Borkowski Piotr](#)

[Czubaszek Jarosław](#)

[Domagała Zygmunt](#)

[Figiel Andrzej](#)

[Gerlich Jacek](#)

[Grzegorzek Wojciech](#)

[Husak Łukasz](#)

[Jabłoński Mariusz](#)

[Kalinowski Krzysztof](#)

[Kiljan Piotr](#)

[Konewecki Artur](#)

[Korski Jacek](#)

[Mikuła Jarosław](#)

[Mikuła Stanisław](#)

[Molski Szymon](#)

[Nieśpiałowski Krzysztof](#)

[Nowaczewski Dariusz](#)

[Olek Janusz](#)

[Pasek Rafał](#)

[Rozwadowski Krzysztof](#)

[Sinka Tomasz](#)

[Sradomski Waldemar](#)

[Stosiak Michał](#)

[Turczyński Krzysztof](#)

[Zuski Zygmunt](#)